UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE-QUITO

FACULTAD DE INGENIERÍA

CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PELADORA DE CHOCHOS CON CAPACIDAD DE 25 Kg/h

JAMI JAMI MILTON DANILO

PAUTA SALGADO ROBERTO DAVID

DIRIGIDA POR: ING. FABIAN VAREA

Quito, Febrero 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, Jami Jami Milton Danilo y Pauta Salgado Roberto David, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos los derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por normativa institucional vigente

Jami Jami Milton Danilo	Pauta Salgado Roberto David

Quito, 13 de Febrero 2012

Yo Ing. Fabián Varea en calidad de Director de la presente tesis certifico que el trabajo previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico fue desarrollado y elaborado en su totalidad por los señores JAMI JAMI MILTON DANILO y PAUTA SALGADO ROBERTO DAVID.

Los conceptos desarrollados, análisis realizados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

_____

Ing. Fabián Varea.

AGRADECIMIENTO

Un agradecimiento a la FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA, a su personal docente y administrativo que conjuntamente nos han ayudado a cumplir con éste sueño de ser profesionales y de este modo enfrentar a la sociedad para promover soluciones a sus problemas.

Además a nuestras familias, amigos por su apoyo en buenos y malos momentos durante toda nuestra vida, y de manera especial al Ing. Fabián Varea por su acertada dirección en la realización de este proyecto.

DEDICATORIA

ROBERTO

Dedico principalmente a Dios, a mi padre Jorge mi abuelita Carmen , a mi hermano Cristian quienes me han apoyado en todo momento hasta alcanzar mis objetivos y a la persona que ha sido mi motivación para alcanzar lo que me propongo, mi madre Ximena.

DANILO

Dedico este esmerado trabajo especialmente a Dios que me otorgo salud y constancia para culminarlo, a mis padres Milton y Laura por ser la raíz de todos mis logros ya que supieron inculcarme su perseverancia y dedicación para cualquier objetivo que me proponga.

RESUMEN

Capítulo I.

Hace referencia a los objetivos, justificación, alcances, hipótesis de este proyecto. Justificándose la necesidad de diseñar y construir una máquina peladora de chochos hidratados con una capacidad de 25 kg/h la misma que permitirá satisfacer una necesidad específica de un sector que requiere aumentar su producción.

Capítulo II.

Inicia con el estudio de la historia y generalidades del chocho tales como la descripción botánica, composición química, valor nutritivo, etc.
A continuación se hace una investigación sobre el desarrollo y producción del chocho características del suelo cultivable y el proceso agroindustrial del mismo.

Capítulo III.

Se plantea tres alternativas de diseño de la máquina peladora de chocho basados en la necesidad y demanda correspondiente de la maquina, como primer alternativa se considera una maquina peladora con un rodillo y banda transportadora, como segunda opción una maquina peladora por medio de tornillos de arrastre, y finalmente una maquina peladora por medio de rodillos.

A continuación se selecciona la alternativa más adecuada mediante el método de criterios ponderados.

Capítulo IV.

Se realiza el diseño mecánico de la máquina considerando el diseño de los rodillos los cuales van a estar en contacto con el chocho hidratado, la velocidad angular del sistema de reducción entre el eje motor y el eje motriz, la selección de las poleas o bandas que se usaran en la transmisión.

Se calcula la potencia necesaria para la máquina, se seleccionan catalinas y se calculan las fuerzas que intervienen en esta transmisión así como el momento que generan las mismas.

Se procede a dimensionar los ejes mediante un análisis estático y dinámico, en el análisis estructural se comprueba que los perfiles seleccionados son los correctos.
Se hace una simulación de esfuerzos y deformación de los elementos estructurales mediante el software MDSSOLID y SOLIDEDGE ST2.

Capítulo V.

Se elaboran los planos de taller y las hojas de proceso de la máquina peladora de chocho especificando cada uno de los procedimientos que se realizaron con los respectivos elementos que conforman la maquina.

A continuación se realiza un análisis de costos con el objetivo de tener una concepción de la inversión inicial de la máquina.

Capítulo VI.

Se elabora un manual de mantenimiento con el objetivo de garantizar un buen funcionamiento de la maquina.
En este capítulo también se presentan las respectivas conclusiones y recomendaciones sobre el diseño y construcción de la maquina

ABSTRACT

Chapter I.

Refers to the objectives, rationale, scope, assumptions of this project. Justifying the need to design and build a hydrated lupine peeler machine with a capacity of 25 kg / h the same approach to meeting a specific need for a sector that requires increasing production.

Chapter II.

Begins with the study of history and overview of lupine such as botanical description, chemical composition, nutritional value, etc. The following is an investigation into the development and production of lupine. arable soil characteristics and agro-industrial process it.

Chapter III.

We propose three alternative design lupine peeler machine based on need and demand for the machine, as the first alternative is considered a machine peeler lupine with a roller and conveyor belt, a machine as a second option of lupine by peeler drive screw, and finally a machine by means lupine peeler roller.
Then select the most appropriate by the method of weighted criteria.

Chapter IV.

Is carried out the mechanical design of the machine considering the design of the rolls which will be in contact with the lupine, the angular velocity of the reduction between the crankshaft and the drive shaft, the selection of the pulleys and belts that are will use in the transmission.

Calculate the power required for the machine, sprockets are selected and calculated the forces involved in this transmission and the torque generated by them.

We proceed to dimension the axes by static and dynamic analysis, structural analysis reveals that the selected profiles are correct.
A simulation stress and deformation of the structural elements by software MDSSOLID and SOLIDEDGE ST2.

Chapter V.

Are developed shop drawings and process sheets peeler machine lupine specifying each of the procedures were performed with the respective elements of the machine.

This is followed by a cost analysis in order to have a conception of the initial investment in the machine.

Chapter VI.

We prepared a maintenance manual in order to ensure smooth operation of the machine.
This chapter also presents some conclusions and recommendations on the design and construction of the machine

INDICE

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

SIMBOLOGÌA

N	Tamaño de la población
Z	Nivel de confianza,
p	Probabilidad de éxito, o proporción esperada
q	Probabilidad de fracaso
d	Precisión (Error máximo admisible en términos de proporción)
m	Masa
∇	Volumen del chocho
∇_i	Volumen inicial
∇_f	Volumen final
A	Área de una elipse
x	Largo
y	Ancho
σ_c	Esfuerzo de compresión
σ_τ	Esfuerzo de compresión
C_P	Chocho pelado
$\varnothing$	Diámetro de los rodillos
w	Velocidad angular
θ	Ángulo de separación.
$\mathrm{D_t}$	Medida de contacto de las partículas añadidas
D_f	Medida de contacto de las partículas finales
$\mathrm{D_r}$	Diámetro de los rodillos
u	Coeficiente de fricción
ℓ	Longitud de arco de contacto entre el chocho y los rodillos
q_c	Esfuerzo de compresión unitario
q_τ	Esfuerzo de corte unitario
N_{cha}	Numero de chocho a lo ancho del rodillo.
L_{Ch}	Longitud promedio del chocho

N_{chp}	Numero de chochos al perímetro.
P_r	Perímetro del rodillo.
P_{Ch}	Perímetro del chocho en contacto con el rodillo
π	Constante.
Q	Capacidad de la maquina.
i	Relación de transmisión.
n_s	Numero de revoluciones de salida.
n_e	Numero de revoluciones de entrada.
D_1	Diámetro (Rueda Conductora)
D_2	Diámetro (Rueda Conducida)
n_e	Numero de revoluciones de entrada
n_s	Numero de revoluciones de salida
I	Inercia del cuerpo
m	Masa del cilindro
d	Diámetro de cilindro macizo.
d_{ext}	Diámetro exterior del cilindro hueco.
d_{int}	Diámetro interior del cilindro hueco.
v	Volumen del cilindro hueco.
l	Longitud del cuerpo.
ρ	Densidad del cuerpo
w_o	Velocidad inicial.
α	Aceleración angular.
t	Tiempo.
T	Torque
P	Potencia
P_0	Potencia de elementos del eje motriz
P_1	Potencia de elementos del rodillo 1
$P_{2,3,4}$	Potencia de elementos de los rodillo 2,3,4

$P_{(Elementos)}$	Potencia de todos los elementos de la maquina
T_3	Par de la catalina tensora
$T_{1,}$	Par de las catalinas 1,2,4,5
ϕ	Diámetro de la catalina
L	Longitud del rodillo
q_t	Esfuerzo unitario de corte
F_{t2}	Fuerza tangencial producida por la catalina 2
F_{R2}	Fuerza resultante producida por la catalina 2
M_2	Momento producido por la catalina 2
F_{t3}	Fuerza tangencial producida por la catalina 3
F_{R3}	Fuerza resultante producida por la catalina 3
M_3	Momento producido por la catalina 3
F_{t4}	Fuerza tangencial producida por la catalina 4
F_{R4}	Fuerza resultante producida por la catalina 4
M_4	Momento producido por la catalina 4
F_{t5}	Fuerza tangencial producida por la catalina 5
F_{R5}	Fuerza resultante producida por la catalina 5
M_5	Momento producido por la catalina 5
$P_{T(Carga)}$	Potencia necesaria para desplazar la carga
$P_{T(Requerido)}$	Potencia Total Requerida
P_d	Potencia de diseño.
$f_{serv.}$	Factor de servicio
P	Potencia
c	Distancia entre centros de las poleas
c_m	Distancia entre centros minima
c_M	Distancia entre centros máxima

L	Longitud de la correa
θ_1	Angulo de contacto
S_{ut}	Esfuerzo ultimo
$\tau_{perm.}$	Esfuerzo permisible
F_s	Factor de seguridad
c	Radio del eje
r	Radio de la polea
R_A	Reacción en el punto fijo A
R_B	Reacción en el punto fijo B
M	Desviación estándar
I/c	Módulo de la sección
σ_x	Esfuerzo por flexión
T	Momento Torsor
J	Momento polar de Inercia
τ_{xy}	Esfuerzo por Torsión
k_a	Factor de superficie
k_b	Factor de tamaño
k_c	Factor de carga
k_d	Factor de temperatura
k_e	Factor de efectos de concentración de esfuerzos
F_C	Fuerza centrifuga
F_1	Fuerza en el ramal más cargado.
F_2	Fuerza en el ramal menos cargado.
f	Coeficiente de fricción Banda – Polea
$f`$	Coeficiente de fricción reducido Banda – Polea
F	Fuerza resultante
T_A	Par motor

S_{ut}	Esfuerzo ultimo
τ_{perm}	Esfuerzo permisible
F_r	Fuerza resultante
L_{10}	Vida nominal (con un 90 % de fiabilidad)
C	Capacidad de carga dinámica, kN
P	Carga dinámica equivalente del rodamiento, kN
n	Velocidad de giro, rpm

CAPÍTULO I: GENERALIDADES

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir una máquina peladora de chochos hidratados con una capacidad de 25 kg/h.

1.1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Diseñar cada elemento que conforma la máquina.
- Estudiar, seleccionar y adquirir los materiales que componen los sistemas necesarios para el correcto funcionamiento de la máquina.
- Diseñar planos de la máquina.
- Mecanizar partes y componentes de la máquina.
- Realizar el montaje y las pruebas de campo del prototipo construido para garantizar su correcto funcionamiento alcanzando la capacidad de 25 kg/h

1.2. ALCANCES.

- Información de las propiedades del chocho
- Recopilar información para el diseño y construcción de peladora de chochos hidratados seleccionando los mecanismos más apropiados.
- Elaboración de planos.
- Selección de materiales.
- Cálculos aplicados.
- Construir la máquina peladora de chochos.
- Elaborar un manual de operaciones y mantenimiento de la máquina.

1.3. JUSTIFICACIÓN.

Las empresas en la actualidad se hacen más competitivas dentro de su rama y cada vez están aplicando nuevas estrategias a fin de garantizar y optimizar la producción.

La asociación de comerciantes de chochos de la parroquia San Lorenzo de Tanicuchi ubicada en la provincia de Cotopaxi realiza el descascarado del chocho de forma manual ya que es un grupo de personas de bajos recursos económicos.

Debido a la alta demanda del producto en las grandes urbes se ven en la necesidad de implementar herramientas que optimicen su producción.

El presente proyecto tiene como finalidad satisfacer una necesidad específica de un sector local que requiere aumentar su producción diaria de chochos hidratados.

1.4. HIPOTESIS

Diseñar y construir una máquina peladora de chochos en los laboratorios de la Universidad Politécnica Salesiana desde noviembre 2011 hasta febrero 2012, seleccionando materiales y accesorios existentes en la industria naciona

2. CAPITULO II: MARCO TEÓRICO

2.1 HISTORIA DEL TARWI.[1]

El tarwi, chocho o lupino (Lupinus mutabilis) es una leguminosa originaria de los Andes centrales, principalmente del Perú, Bolivia y Ecuador, aunque las relaciones comerciales que existen en esa zona han expandido su cultivo por todos los países andinos. El chocho tiene gran relevancia en la gastronomía de esos países desde la época preincaica. Su alto contenido de proteínas, mayor que el de la soja, lo hacen una planta de interés para la nutrición humana y animal.

Se la describe como una leguminosa herbácea erecta de tallos robustos, algo leñosa. Alcanza una altura de 0,8-2 m. Se cultiva principalmente entre los 2.000 y 3.800 msnm, en climas templados y fríos.

Figura 2.1 Planta de chocho en monocultivo

[1] Erik Jaconseny, Cultivo de granos andinos ,FAO , Quito-Ecuador , Julio 2002, Pág.14

2.2 CLASIFICACIÓN TAXONÓMICA.

División	Espermatofita
Sub-divisón	Angiosperma
Clase	Dicotiledóneas
Sub-clase	Arquiclamidias
Orden	Rosales
Familia	Leguminosa
Sub-familia	Papilionoideas
Tribu	Genisteas
Género	Lupinus
Especie	Mutabilis
Nombre científico	Lupinus mutabilis sweet
Nombres Comunes	Chocho , Tarwi , lupino

Tabla 2.1 Clasificación taxonómica[2]

2.3 DESCIPCIÓN BOTÁNICA[3]

2.3.1 HOJAS

Generalmente compuesta por ocho folíolos que varían entre ovalados a lanceolados. El color de las hojas puede variar de amarillo verdoso a verde oscuro, dependiendo del contenido de antocianina.

Figura 2.2 Foliolos en etapa de maduración.

[2] SVEN-ERIK JACOBSEN, Cultivo de granos andinos en el Ecuador,FAO (Food And Agriculture Organization), Quito ,2002, Pág. 10.
[3] ELENA VILLACRÉS, Usos alternativos del chocho, INIAP, Boletin divulgativo Nª 333, Quito-Ecuador, Junio 2006 , Pág. 4

2.3.2 TALLOS Y RAMIFICACIONES.

La altura de la planta está determinada por el eje principal que varía entre 0,5 a 2,00 m el tallo del chocho es generalmente muy leñoso. Su alto contenido de fibra y celulosa, hace que se lo emplee como material de combustión.
El tallo oscila entre verde oscuro y castaño. El número de ramas varía desde unas pocas hasta 52 ramas.

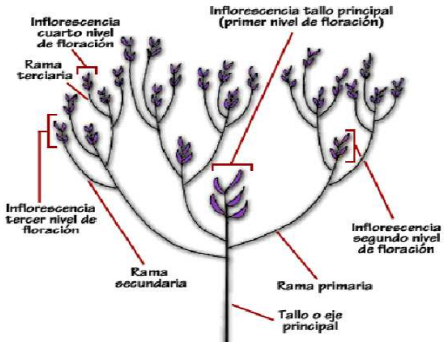


Figura 2.3 Diferencia entre tallo maduro y seco.[4]

2.3.3 FLORES.

El chocho pe presenta una corola grande de 1 a 2 cm, con cinco pétalos .Según el tipo de ramificación que presente la planta, puede tener hasta tres floraciones sucesivas. La coloración de la flor varía entre el inicio de su formación hasta la maduración, de un azul claro hasta uno muy intenso.

Figura 2.4 Etapa de floración.[5]

[4] http://www.uc.cl/sw_educ/cultivos/legumino/lupino/tallo.htm
[4] http://www.uc.cl/sw_educ/cultivos/legumino/lupino/floracio.htm

2.3.4 SEMILLA.

Las semillas del chocho están incluidas en número variable en una vaina de 5 a 12 cm y varían de forma (redonda, ovalada a casi cuadrangular), miden entre 0,5 a 1,5 cm . La variación en tamaño depende tanto de las condiciones de crecimiento como de la variedad.

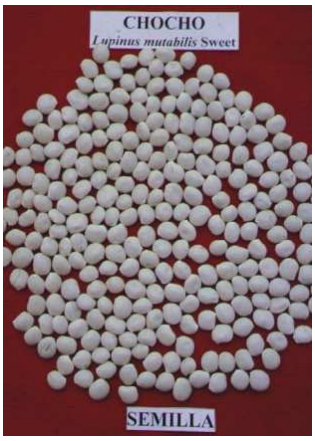


Figura 2.5 Semilla de chocho.

Fuente: propia

2.3.5 LAS RAICES.

Como leguminosa, el chocho tiene una raíz pivotante vigorosa y profunda que puede extenderse hasta 3 m de profundidad.

Figura 2.6 Tamaño de las raíces.[6]

---

[6] http://www.uc.cl/sw_educ/cultivos/legumino/lupino/raices.htm

2.4 COMPOSICIÓN QUÍMICA[7]

El grano amargo debido a la presencia de alcaloides quinolizidinicos contiene en promedio 42% de proteína, en base seca; sin embargo el proceso de desamargado (eliminación de alcaloides), permite concentrar aun más el contenido de este nutriente, registrando valores de hasta 51% en base seca. El grano también tiene un elevado contenido de aceite (18 a 22%) en el grano predominan los siguientes aceites grasos:

Oleico : 40.40%

Linoleico: 37.10%

Linoleinico: 2.9%

Componentes	Chocho amargo	Chocho desamargado
Proteína (%)	47.8	54.05
Grasa (%)	18.9	21.22
Fibra (%)	11.07	10.37
Cenizas (%)	4.52	2.54
Humedad (%)	10.13	77.05
ELN (%)	17.62	11.82
Alcoleidos (%)	3.26	0.03
Azucares Totales(%)	1.95	0.73
Azucares reductores (%)	0.42	0.61
Almidón Total	4.34	2.88
K (%)	1.22	0.02
Mg (%)	0.24	0.07
Ca (%)	0.12	0.48
P (%)	0.6	0.43
Fe (ppm)	78.45	74.25

Tabla 2.2 Porcentaje de componentes entre chocho amargo y desamargado[8].

[7] ELENA VILLACRÉS, Usos alternativos del chocho, INIAP, Boletin divulgativo Nª 333, Quito-Ecuador, Junio 2006 , Pág. 5

[8] SVEN-E . JACOBSEN, El Tarwi y sus parientes silvestres, Universidad Mayor de San Andrés, La Paz, 2006, Pág.461.

Debido al reconocimiento de la importancia que tienen las grasas en la salud humana junto con un mejor conocimiento de la importancia metabólica de determinados ácidos grasos, actualmente existe un enorme interés por la identificación de grasas alimentarias con propiedades funcionales y nutritivas específicas. En virtud de su riqueza en ácido oléico, la grasa del chocho, puede ejercer efectos digestivos de clara repercusión positiva, dado su papel estimulador de determinadas hormonas gastrointestinales.

El chocho también es rico en ácido linoléico, un acido graso esencial, que más allá de constituir un aporte energético, posee propiedades que lo hacen único e irreemplazable en las etapas más críticas del desarrollo humano, esto es, durante la gestación a nivel intrauterino y en los primeros meses de la vida pos parto.

2.4.1 VALOR NUTRITIVO[9].

El mineral predominante en el chocho es el calcio, el cual en el grano se encuentra en una concentración promedio de 0.48%. Este elemento es una sustancia blanquecina que los dientes y huesos acaparan y conservan para asegurar el crecimiento y mantener la solidez.

Al calcio le sigue en importancia el fósforo cuya concentración promedio en el grano es de 0.43 %, este elemento actúa como un controlador del calcio, en el mantenimiento del sistema óseo, actividad del musculo cardiaco y producción de energía.

El equilibrio calcio-fósforo es muy importante un exceso de fósforo provoca la formación de fosfatos de calcio insolubles y no reabsorbibles, que acaban por ser eliminados.

---

[9] ELENA VILLACRÉS, Usos alternativos del chocho, INIAP, Boletín divulgativo Nª 333, Quito-Ecuador, Junio 2006 , Pág. 6

Entre los micro-elementos en el chocho sobresale el hierro (74.25 ppm), este es un mineral básico para la producción de hemoglobina, transporte de oxígeno e incremento de la resistencia a las enfermedades.

Figura 2.7 Fotografía de recetario Supermaxi

Fuente: Propia

2.4.2 PROPIEDADES Y BENEFICIOS

2.4.2.1. CALCIO

Es el mineral que más abunda en el cuerpo humano y se necesita en cantidades importantes.

Desempeña múltiples funciones fisiológicas. La función más importante es la construcción de los huesos. Junto con el fósforo y el magnesio, los huesos crecen, se mantienen y son fuertes. Los huesos están compuestos principalmente de calcio y fósforo.

2.4.2.2. BENEFICIO DEL CALCIO.

- El calcio protege de la osteoporosis (formación anormal dentro del hueso) y es útil en su tratamiento.
- Ayuda a la salud dental, forma el esmalte, conserva a los dientes y previene las caries.

- Es también un tranquilizante natural que sirve para inducir el sueño. Ayuda a disminuir la tensión arterial y el colesterol previniendo las enfermedades cardiovasculares.

- Participa en la transmisión del impulso nervioso e interviene en la permeabilidad de la membrana. Resulta también efectiva en la esquizofrenia histadélica. Necesario para la formación de coágulos sanguíneos, previene el cáncer de colon y mantiene la piel en buen estado y salud.

2.4.2.3. FÓSFORO.

Después del Calcio, el fósforo (alimento del cerebro, como se dice) es el segundo mineral que abunda en nuestro cuerpo y en la mayoría de los alimentos. El fósforo (P) es un mineral que desempeña papeles determinantes en la estructura y función del organismo.

2.4.2.4. BENEFICIO DEL FÓSFORO.

- Su principal papel junto con el calcio es en el mantenimiento de los huesos y dientes. Como se encuentra en todas las células de nuestro cuerpo, participa de casi todos los procesos metabólicos como en el energético.

- Ayuda a mantener el PH de la sangre ligeramente alcalino. Componente importante del ADN, forma parte de todas las membranas celulares sobre todo en

los tejidos cerebrales.

- Aumenta también la resistencia de los atletas y proporcionarles una mejor ventaja competitiva.

2.5 USOS[10]

2.5.1. CONSUMO HUMANO.

Fresco se puede utilizar en ceviche, sopas (crema de chocho); guisos, postres y refrescos (jugo de papaya con harina de chocho).

Figura 2.8 Comercialización del chocho

Fuente: Propia

2.5.2. INDUSTRIAL.

La harina de chocho puede ser usada en panificación, tiene la ventaja de mejorar considerablemente el valor proteíco y calórico el producto; así mismo permite una más larga conservación del pan debido a la retrogradación del almidón, obteniéndose un mayor volumen por las propiedades emulgentes que tiene la lecitina del chocho dulce .

[10] ELENA VILLACRÉS, Usos alternativos del chocho, INIAP, Boletín divulgativo Nª 333, Quito-Ecuador, Junio 2006 , Pág. 7

2.5.3. USO MEDICINAL.

Los alcaloides (esparteína, lupinina, lupanidina, etc) se emplean para controlar ectoparásitos y parásitos intestinales de los animales. Ocasionalmente los agricultores utilizan el agua de cocción del chocho como laxante y para el control de plagas en plantas

2.5.4. USO AGRONÓMICO.

En el estado de floración la planta se incorpora a la tierra como abono verde, con buenos resultados mejorando la cantidad de materia orgánica, estructura y retención de humedad del suelo .

Por su contenido de alcaloides se siembra a menudo como cerco vivo o para separar parcelas de diferentes cultivos, evitando el daño que pudieran causar los animales.

2.5.5. COMBUSTIBLE.

Los residuos de la cosecha (tallos secos) se usan como combustible por su gran cantidad de celulosa que proporciona un buen poder calorífico.

Figura 2.9 Bagazo utilizado como combustible.

Fuente: Propia

2.6. FACTORES DE PRODUCCIÓN [11]

2.6.1. CLIMA

El chocho requiere días cortos con bajas temperaturas nocturnas y poca variación anual. Es resistente a temperaturas mínimas de menos 4 ºC y máximas entre 18-20 ºC. Es muy resistente a heladas. Rango de precipitaciones en diversas zonas de cultivos: 540-600 mm anuales.

2.6.2. SUELO

Los suelos apropiados son los arenosos y franco arenosos y se adapta muy bien en suelos con pH de 5,5 a 7,6 es decir de ácidos a ligeramente alcalinos.
El chocho es propio de suelos pobres y marginales. Como cualquier cultivo, sus rendimientos dependen del suelo en que se lo cultive.

Cuando existe una apropiada humedad, el chocho se desarrolla mejor en suelos francos a francos arenosos; requiere además un balance adecuado de nutrientes. No necesita elevados niveles de nitrógeno, pero sí la presencia de fósforo y potasio.

2.7. PRODUCCIÓN

2.7.1. PRECEDENTES.[12]

En el año 2000, uno de los inconvenientes que afrontaba el productor de chocho era la escasa difusión que tenía su producto ya que hace 12 años no existía mucho mercado, las variedades se limitaban a las vendidas en las calles y mercados.

En la actualidad el chocho pasó de ser un alimento consumido solo por personas de estratos bajos, a ser un producto que poco a poco se posesiona en los

[11] CAICEDO ,C. y PERALTA, E. Sistemas de producción y procesamiento artesanal del chocho , Boletín Técnico Nº 105 , Quito-Ecuador ,Pág. 49
[12] Erik Jaconsen, Cultivo de granos andinos ,FAO , Quito-Ecuador , Julio 2002, Pág.34

supermercados. Esto según Eduardo Peralta, del Instituto de Investigaciones Agropecuarias (Iniap), se da porque antes para procesar el producto se utilizaba agua de mala calidad, lo que producía temor de consumirlo entre la ciudadanía.

El panorama cambió a partir de 1997, cuando el Iniap, junto a la Fundación de la Ciencia y la Tecnología (Fundacyt), comenzó a realizar investigaciones en el país para conocer a los productores artesanales, así como a quienes se dedicaban a la agroindustria del producto.

En este marco se determinó que solo los agricultores de las provincias de Chimborazo y Carchi cultivaban el producto , mientras que en el Austro y en Loja no existía el producto ni semillas de buena calidad, además se conoció, hace 16 años, que la demanda nacional no satisfacía la oferta.

2.8. CONDICIONES DE CULTIVO.[13]

2.8.1. SIEMBRA.

En las provincias de Chimborazo, Cotopaxi y Pichincha se ha sembrado entre los meses de Enero a Abril y de Septiembre a Diciembre.

Siendo en Chimborazo y Cotopaxi los meses más propicios Diciembre, Enero y Febrero. Mientras que los meses más propicios en Pichincha e Imbabura son entre Septiembre y Octubre.

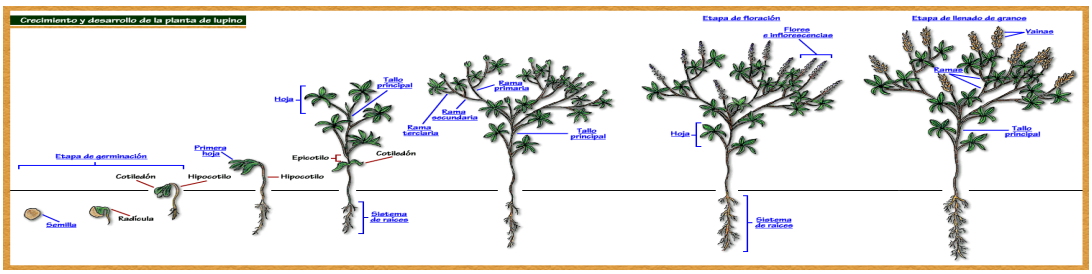


Figura 2.10 Etapas de Maduración[14]

13 Huyghe, C.. Architectural types of white lupinus. Grain Legumes. 1993 Pág: 18-19.

[14] http://www.uc.cl/sw_educ/cultivos/legumino/lupino.htm

2.8.2. PREPARACION DEL SUELO.

Es indispensable una buena cama de siembra, sin depresiones que modifiquen la profundidad. No se requiere trabajo intenso sino una preparación en lo posible gruesa. La siembra con labranza cero se puede aplicar en suelos que no son excesivamente pesados, dado que con este sistema de siembra el crecimiento radicular es más lento y por lo tanto, el suelo debe contar con abundante humedad o bien se debe disponer de riego.

2.8.3. PROFUNDIDAD DE SIEMBRA.

La profundidad de siembra depende del tipo de suelo y de las condiciones de humedad. Dado que los lupinos tienen semillas grandes y necesitan relativamente gran cantidad de agua para el proceso de imbibición se recomienda una profundidad de siembra de 2.5 a 4 cm. No se aconsejan siembras más superficiales para evitar que el desecamiento de las capas superiores del suelo afecte el proceso de germinación, ni tampoco a profundidades mayores pues se incrementan las posibilidades de ataques de hongos y larvas.

2.8.4. DISTANCIA ENTRE SURCOS.

Las distancias entre surcos dependen de la especie y variedad que se siembre. Para las variedades con mucho desarrollo y de crecimiento indeterminado, la distancia entre surcos debe ser de 70 cm para permitir un buen desarrollo de las ramas laterales y una buena circulación de aire para reducir peligros de enfermedades y vuelcos. Actualmente se cuenta con variedades de menor desarrollo vegetal lo que permite una distancia entre surcos mucho menor. Las siembras entre 25 y 35 cm de distancia entre surcos han mostrado un buen desarrollo y una buena cobertura del surco en la etapa juvenil, obteniéndose mayor eficiencia en el control de malezas.

2.8.5. CONTROL DE MALESA.

Un cultivo libre de malezas en lupino sólo se logra realizando un adecuado control de malezas de hoja ancha con herbicidas pre-emergentes. El no aplicar estos herbicidas implica una reducción de rendimiento de 70% o más. Por lo que se recomienda el uso de: Glifosato antes de la siembra.

2.8.6. CONTROL DE EMFERMEDADES.

Las enfermedades más importantes son la Mancha café (Pleiochaeta setosa) que se presenta en el invierno y la Antracnosis que aparece durante la primavera. Ambas enfermedades pueden ser controladas con diversos fungicidas

2.8.7. COSECHA.

El grano está fisiológicamente maduro cuando el contenido de humedad de las semillas se reduce a un 40% aproximadamente. En esta etapa tallos y hojas son de color verde claros tornándose amarillos y los cotiledones de las semillas son verdes. Luego empieza la caída de las hojas y el amarillamiento de los tallos y las vainas. El resto de la estación del cultivo es esencialmente un proceso de secado que llega hasta el momento de la cosecha.

Los lupinos pueden ser cosechados con el mismo equipo utilizado para soja o cereales. La velocidad del cilindro debe ser baja y los cóncavos deben estar más abiertos que para los cereales. Las pérdidas de grano debidas a la apertura de las vainas, puede reducirse si se cosecha cuando la humedad ambiente es elevada lo que ocurre durante las primeras horas del día o bien al atardecer.

Figura 2.11 Cosecha del chocho en comunidades indígenas.[15]

[15] Revista Lideres

Los granos pueden almacenarse por corto tiempo, inmediatamente después de cosechados cuando el contenido de humedad es igual o menor al 15 %, pero para almacenamientos prolongados es factible que la humedad sea inferior al 12%.

2.9. CLASIFICACIÓN Y SELECCIÓN.[16]

Existen tres métodos: Manual, semi-automático y automático
En el Ecuador el método más empleado es el manual .Usualmente se lo realiza con un equipo de personas colocadas a uno o ambos lados de la cinta o mesa de inspección. Esta consiste en una cinta móvil construida con material de fácil limpieza a lo largo de la cual el chocho se desplaza constantemente. Lo cual permite inspeccionar toda la superficie.

Los métodos semiautomáticos y automáticos están limitados por el dinero, esto debido a la elevada inversión inicial que significa uno de estos equipos (por ejemplo encontramos seleccionadores electrónicos por color).

2.9.1 SECADO DE GRANO AMARGO.[17]

Una vez que el grano o semilla ha quedado libre de impurezas, ya sea en forma manual, o con máquinas limpiadoras, se procede al secado del mismo.
El secado se realiza considerando el destino final del producto (semilla comercial); si el grano es para semilla se recomienda secar en la sombra, si el grano es comercial, se puede hacerlo mediante dos métodos que están en función de volúmenes: el natural y el artificial.

[16] [17] CAICEDO, C y PERALTA , E. Zonificación potencial , Sistemas de producción y procesamiento artesanal del chocho en Ecuador , INIAP , Boletín Técnico Nº 89 , Quito-Ecuador , Pág. 20

2.9.2 REMOJO.

El grano es remojado en los mismos tanques o recipientes en los que será cocinado. El tiempo de remojo es variable entre los diferentes procesadores, unos remojan el grano 14 horas y otros lo hacen entre 16 y 18 horas; el tiempo máximo es de 20 horas.

2.9.3 COCCIÓN.

Después del remojo el grano es cocinado de 30 minutos a 2 horas; tiempo que es muy variable dependiendo de cada artesano, el cual determina el punto final de cocción presionando el grano entre los dedos.

Figura 2.12 Cocción del chocho.

Fuente: propia

2.9.4 DESAMARGADO DEL GRANO.

El grano cocido permanece en el agua por cuatro o cinco días, hasta lograr una eliminación casi completa del sabor amargo.

2.9.5 CONSERVACIÓN[18]

Terminado el lavado del chocho, es recomendable mantenerlos en agua fría y limpia antes del empacado; .

Figura 2.13 Conservación del chocho en agua.

Fuente: Propia

La temperatura ambiente en el área de pesado, empacado y sellado no deberá pasar de los 22 [℃]; el grano empacado a temperatura ambiente se mantiene sin alteración por dos días y sumergido en agua ocho días.
En refrigeración y sumergido en agua el grano es estable por tres semanas.

2.10. COMERCIALIZACIÓN.

El grano se comercializa como grano amargo y desamargado. El chocho amargo es un cultivo comercial, se lo vende con frecuencia en los mercados y bodegas de Latacunga, Riobamba, Otavalo y Ambato. El chocho desamargado es un producto comercial que satisface a un diverso mercado de consumidores y proporciona ingresos monetarios a los procesadores.[19]

---

[18] CAICEDO, C y PERALTA , E. Zonificación potencial , Poscosecha y Mercado del chocho en Ecuador , INIAP , Boletín Técnico Nº 105 , Quito-Ecuador , Pág. 7
[19] CAICEDO, C y PERALTA , E. Zonificación potencial , Sistemas de producción y procesamiento artesanal del chocho en Ecuador , INIAP , Boletín Técnico Nº 89 , Quito-Ecuador , Pág. 33-35

Figura 2.14 Chocho para comercialización.

Fuente: Propia

2.10.1. SITUACIÓN ACTUAL

2.10.1.1. CRECIMIENTO DEL MERCADO[20]

Alrededor de 40% de las hectáreas cultivadas de chocho en el Ecuador aparecieron en los últimos 10 años. Según el criterio de varios agricultores, esto se debe al crecimiento del mercado en el que actualmente se puede comercializar esta leguminosa andina.

Además, el costo que tiene el producto resulta atractivo para los campesinos que lo cultivan. Las provincias que tienen la mayor producción de la leguminosa son Cotopaxi y Chimborazo, debido a sus condiciones climáticas.

Figura 2.15 Comunidades dedicadas a la comercialización del chocho.[21]

[20] DIARIO HOY, Cultivo de chochos cosecha buena ganancia Publicado el 30 Noviembre 2009

[21] http://www.elciudadano.gob.ec/index.php?option=com_content&view=article&id=12449:iniap-realizo-investigacion-de-autoevaluacion-y-dia-de-campo-en-granos-andinos&catid=1:archivo

Si bien la demando de chochos en el mercado se ha incrementado en los últimos años, también se ha incrementado la necesidad de producir una mayor cantidad en el menor tiempo posible eh ahí que los pequeños productores se ven en la necesidad de optimizar sus procesos mediante un maquina peladora la cual permitirá aumentar su producción, disminuyendo tiempos, costos y recursos.

2.10.1.2. RENTABILIDAD[22]

Según un estudio del Instituto Nacional Autónomo de Investigaciones Agropecuarias (IINAP), producir un quintal de chocho puede costar al agricultor entre $40 y $45, mientras que ese mismo quintal se puede comercializar en el mercado nacional hasta en $150.

Uno de los principales motivos por los que el producto tiene estos precios es el crecimiento de su consumo per cápita, que en las regiones Sierra y Oriente alcanza los 0,8 kilos mensuales. Por su parte, la Costa tiene un consumo mensual de 0,4% kilos per cápita.

Cabe destacar que no todo es ganancia, la inestabilidad climática puede provocar grandes pérdidas en los cultivos. A pesar de esta problemática, el cultivo del producto suele mantenerse estable. El Ecuador posee una de las cosechas más estables del sector con referencia a Perú y Bolivia.

2.10.1.3. MEJORAS DEL CULTIVO[23].

El Instituto de Investigaciones Agropecuarias desarrolló semillas mejoradas y de buena calidad, y se lanzó la variedad Iniap 450 Andino. Esta semilla es precoz y se cosecha en seis y siete meses lo cual aumenta la producción.
Antes los campesinos sembraban por tradición a 1 metro por 1 metro entre surcos

[22] DIARIO HOY, Cultivo de chochos cosecha buena ganancia ,Publicado el 30 Noviembre 2009
[23] DIARIO HOY, El chocho gana espacio en el mercado , Publicado el 28 Abril de 2008

y sitios. Con esta nueva variedad de semilla más pequeña se determinó que sembrar a 60 centímetros entre surcos y a 5 centímetros entre sitios era lo ideal, según Peralta.

Mediante este sistema y la nueva semilla se llegó a alcanzar un rendimiento de 1500 kilos por hectárea, es decir se pasó de los 500 kilos que era el promedio nacional según el censo del INEC en 2000.

Después de este gran cambio en el campo, el segundo paso fue buscar a quién vender el grano, y es ahí que comenzó una intensa promoción del producto y se trabajó con estudiantes universitarios, chefs y amas de casa, con quienes se creó un recetario con 78 distintas variedades de platos.

Actualmente los mercados de Quito no son los únicos lugares en los que se comercializa el chocho en la ciudad, también existen varios locales y restaurantes que ofrecen platos especiales elaborados con esta leguminosa.

2.11. CANTIDAD DE CHOCHOS POR CADA KILOGRAMO

2.11.1. MÉTODO ESTADÍSTICO

Cálculo del Tamaño de la Muestra conociendo el Tamaño de la Población.[24]

TABLA DE APOYO AL CALCULO DEL TAMAÑO DE UNA MUESTRA POR NIVELES DE CONFIANZA									
Certeza	95%	94%	93%	92%	91%	90%	80%	62.27%	50%
Z	**1.96**	1.88	1.81	1.75	1.69	1.65	1.28	1	0.6745
Z^2	3.84	3.53	3.28	3.06	2.86	2.72	1.64	1.00	0.45
e	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.20	0.37	0.50
e^2	0.0025	0.0036	0.0049	0.0064	0.0081	0.01	0.04	0.1369	0.25

Tabla 2.3 Niveles de confianza[25]

$$n = \frac{N \cdot Z^2 \cdot p \cdot q}{d^2 \cdot (N-1) + Z^2 \cdot p \cdot q}$$

Siendo

(N) Tamaño de la población

(Z) Nivel de confianza,

(p) Probabilidad de éxito, o proporción esperada

(q) Probabilidad de fracaso

(d) Precisión (Error máximo admisible en términos de proporción)

$$n = \frac{25 \cdot 1.96^2 \cdot 0.5 \cdot 0.5}{0.05^2 \cdot (100-1) + 1.96^2 \cdot 0.5 \cdot q0.5}$$

$$n = 24$$

[24] http://www.fisterra.com/mbe/investiga/9muestras/9muestras2.asp
[25] http://www.fisterra.com/mbe/investiga/9muestras/9muestras2.asp

2.11.2. GRAFICA ESTADÍSTICA (CHOCHOS POR KILOGRAMO)

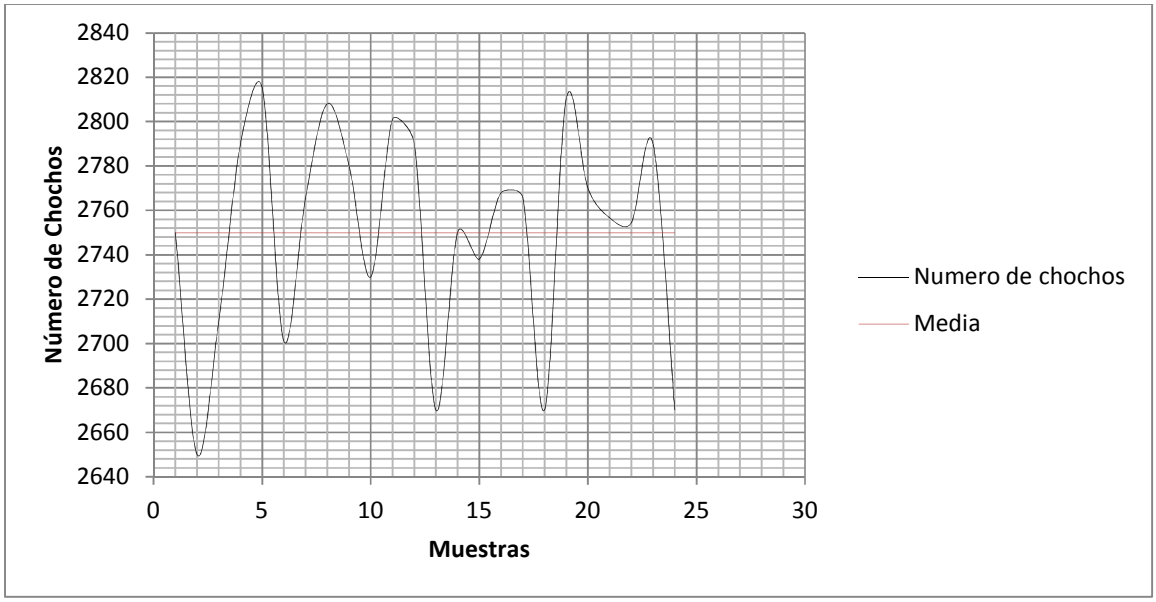


Figura 2.16 Gráfica de media aritmética de cantidad de chochos por funda.

Elaboración: Propia

$$\overline{X} = \frac{66003}{24}$$

$$\overline{X} = 2750$$

$$N_{CK} = 275($$

Por lo tanto la cantidad de chochos existentes en un kilogramo es aproximadamente 2750

2.12. DETERMINACIÓN DE LA DENSIDAD

Denominamos materia a todo aquello que podemos percibir con nuestros sentidos, es decir, todo lo que podemos ver, oler, tocar, oír o saborear es materia.

La composición se refiere a las partes o componentes de una sustancia y a sus proporciones relativas, en el caso del chocho el porcentaje de cada uno de los componentes esta detallado en la tabla 2.4.

2.12.1. COMPONENTES QUE CONFORMAN EL CHOCHO

COMPONENTES	%
Almidón	55.43
Dextrinas y congéneres	10.00
Gluten	13.96
Materia grasa	2.76
Celulosa	4.75
Sílice y sales minerales	3.10
Agua	10.00
Pentosas	0.00
Total	**100.00**

Tabla 2.4 Porcentaje de los componentes que conforman el chocho[26]

2.12.2. DENSIDAD

La densidad es una magnitud que relaciona la masa que posee un cuerpo con el volumen que ocupa. Es una propiedad específica de las distintas sustancias puras y permite distinguir unas de otras ya que una sustancia pura posee una densidad determinada que no variara siempre que se mida a una temperatura y presión establecida.

$$\rho = \frac{m}{\nabla}$$ **Ecuación (2.1)**

Siendo

(ρ) Densidad del chocho [$\frac{kgf}{m^3}$]

(m) Masa del chocho [kgf]

(∇) Volumen del chocho [m^3]

La densidad es una propiedad intensiva y su valor depende de la temperatura y de la presión.

[26] http://www.uc.cl/sw_educ/cultivos/legumino/lupino/semillas.htm

2.12.3. MEDIDA DE LA MASA

Se coloco 100 chochos en una balanza electrónica y se obtuvo una tabla de valores.

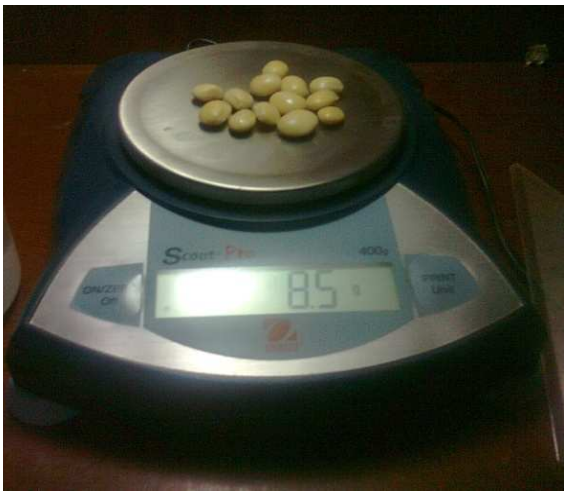


Figura 2.17 Medición en balanza electrónica

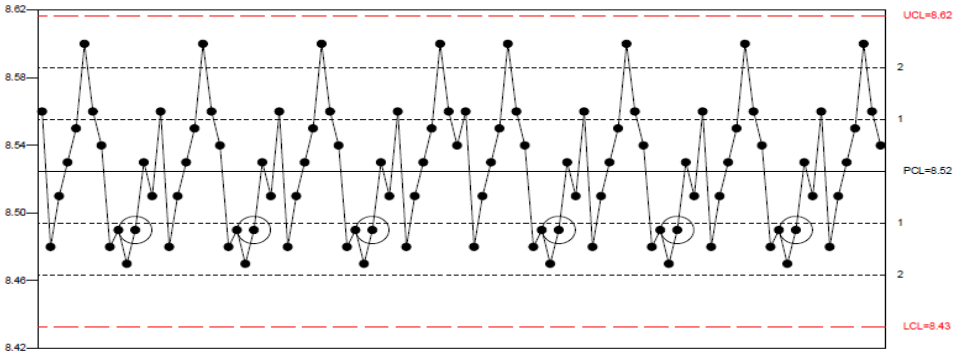


Figura 2.19 Grafica distribución de peso.

Elaboración: Ing. Fabián Varea.

	Máximo	Promedio	Mínimo
Masa gr	8.62	8.52	8.43

Tabla 2.3 Resumen de datos promedio de masa de chocho.

Elaboración: Propia

2.12.4. VOLUMEN

Para medir el volumen de una muestra sólida, se vertió una cantidad de agua en la probeta tomando como dato el volumen inicial, luego se introdujo una cantidad de chochos alcanzando un de volumen final. El volumen del sólido será la diferencia entre estos dos.

Por lo tanto:

Figura 2.18 Análisis experimental del volumen.

Fuente Propia

$$\nabla = \nabla_f - \nabla_i \qquad \textbf{Ecuación (2.2)}$$

Siendo:

(∇) Volumen del # de chochos introducidos en la probeta.

(∇_f) Volumen final.

(∇_i) Volumen inicial.

Al realizar los ensayos se obtuvo la siguiente grafica de distribución de la figura 2.19

2.12.4.1. GRÁFICA ESTADÍSTICA (VOLUMEN)

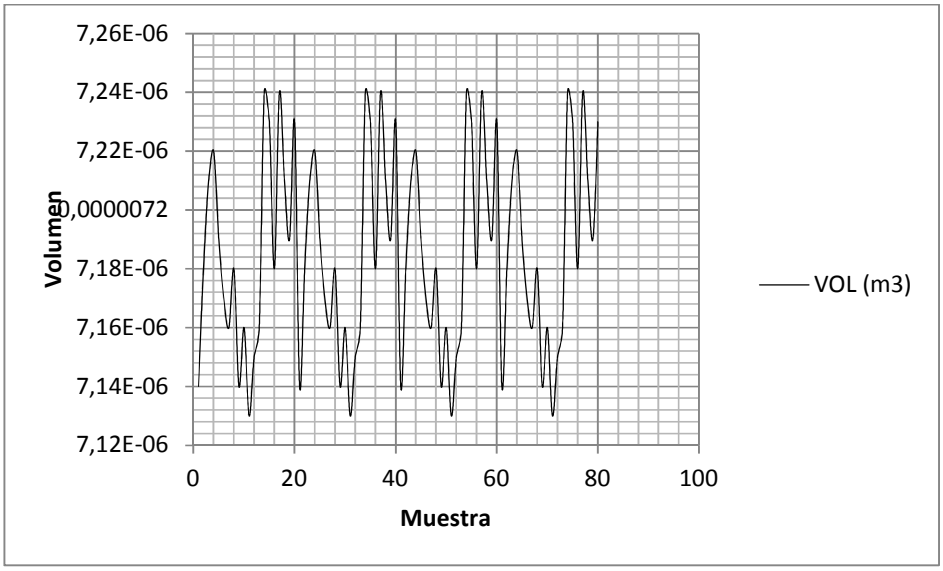


Figura 2.19 Grafica de distribución de volumen

Elaboración: Propia

	Máximo(m3)	Promedio (m3)	Mínimo (m3)
Volumen	7.24 E-6	7.1855 E-6	7.143 E-6

Tabla 2.5 Resumen de datos promedio de volumen de chocho.

Elaboración: Propia

Reemplazamos los valores promedio obtenidos en la ecuación 2.1

$$\rho = \frac{m}{\nabla}$$

$$\rho = \frac{8.52x10^{-4}}{7.1855x10^{-6}} \left[\frac{kgf}{m^3}\right]$$

$$\rho = 11857212 \left[\frac{kgf}{m^3}\right]$$

2.13. MEDIDAS DE CHOCHO.

Para establecer parámetros de diseño del presente proyecto es necesario determinar de forma práctica las diferentes dimensiones del chocho como son:

2.13.1. LONGITUD

Figura 2.20 Medición con pie de rey Longitud

Elaboración: Propia

2.13.2. ANCHO

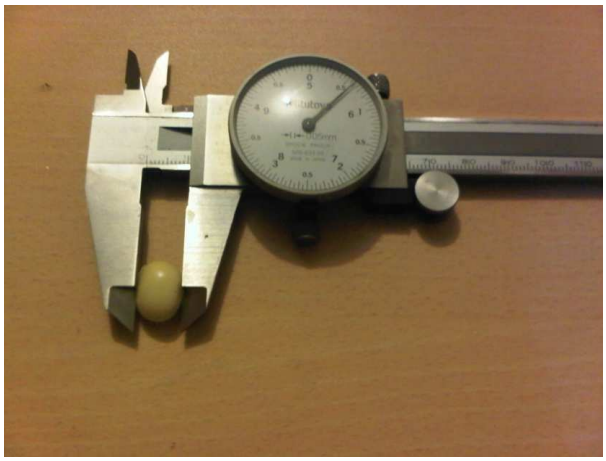


Figura 2.21 Medición con pie de rey Longitud

Elaboración: Propia

2.13.3. ESPESOR.

Figura 2.22 Medición con pie de rey Espesor

Elaboración: Propia

Para este ensayo se utilizo un calibrador pie de rey con caratula análoga.

La fórmula para calcular el tamaño de muestra cuando se conoce el tamaño de la población es la siguiente:

$$n = \frac{N \cdot Z^2 \cdot p \cdot q}{d^2 \cdot (N-1) + Z^2 \cdot p \cdot q}$$

$$n = \frac{100 \cdot 1.96^2 \cdot 0.5 \cdot 0.5}{0.05^2 \cdot (100-1) + 1.96^2 \cdot 0.5 \cdot q0.5}$$

$$n = 80$$

Se obtiene la media de la división entre el total del la población medida y el tamaño de la muestra.

$$\overline{X} = \frac{\Sigma x_n}{n}$$

2.13.4. GRÁFICA ESTADÍSTICA (MEDIDAS DEL CHOCHO)

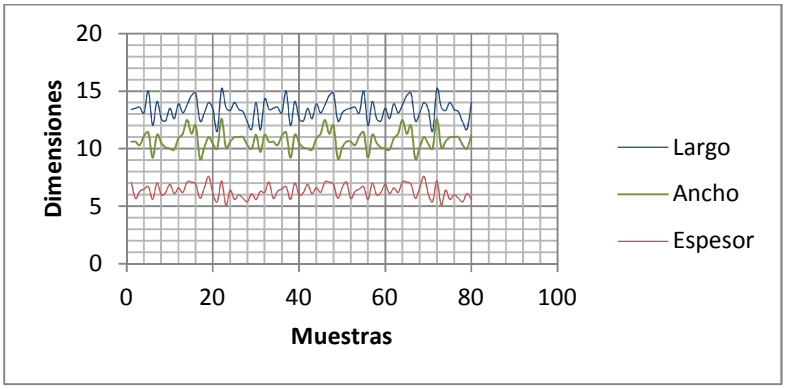


Figura 2.23 Grafica de medidas generales del chocho.

Elaboración: Propia

Por lo tanto las dimensiones aproximadas del chocho son:

	MAXIMO(m)	MEDIA (m)	MINIMO (m)
LARGO	0.015	0.0137	0.012
ANCHO	0.0125	0.01069	0.0091
ESPESOR	0.0076	0.00634	0.0056

Tabla 2.6 Resumen de medidas promedio del chocho.

Elaboración: Propia

2.14. ÁREA TRANSVERSAL DE UN CHOCHO.

Dado que el chocho tiene una forma irregular, se considera al área transversal similar a una elipse.

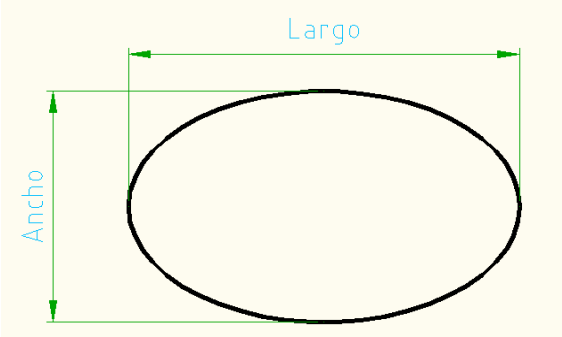


Figura 2.24 Esquema del chocho

Elaboración: Propia

El área de la elipse está dada por la siguiente fórmula:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot x \cdot y \qquad \textbf{Ecuación (2.3)}$$

Siendo

(A)	Área de una elipse	[m^2]
(x)	Largo	[m]
(y)	Ancho	[m]

Para determinar el área se aplica los valores promedio en la ecuación 2.3.

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot 0.0137\, m \cdot 0.01069\, m$$

$$A = 1.1502\, x10^{-4}\, m^2$$

2.15. RESISTENCIA DE COMPRESIÓN.

La resistencia a la compresión es un parámetro fundamental para el diseño de esta máquina, la misma que se determina de manera experimental y cuyo ensayo se realizó en el laboratorio de Resistencia de Materiales de la Universidad Politécnica Salesiana.

Para ello se empleo una prensa hidráulica de 10 (Bar) de capacidad. Mediante la lectura tomada se cuantificó la presión que ejerce el émbolo sobre el chocho

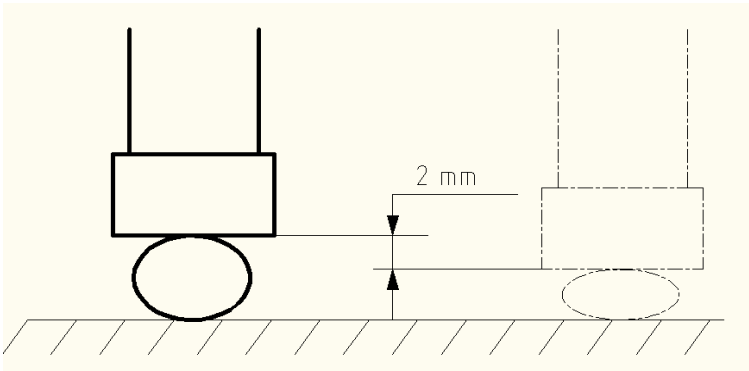


Figura 2.25 Desplazamiento del embolo.

Elaboración: Propia

Se presionó con el émbolo hasta alcanzar un desplazamiento de 2 mm, para ello se utilizo un reloj comparador.

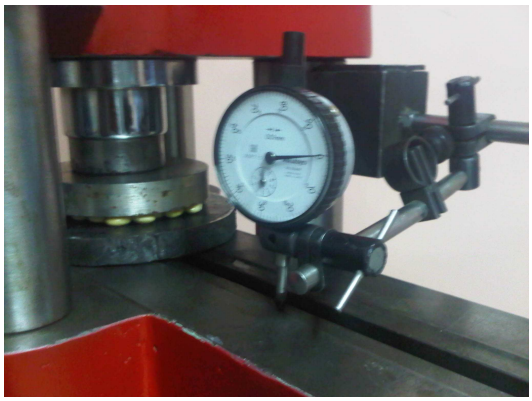


Figura 2.26 Ensayo de compresión en chocho.

Fuente: Propia

De los datos recopilados se obtiene los resultados de la figura 2.27.

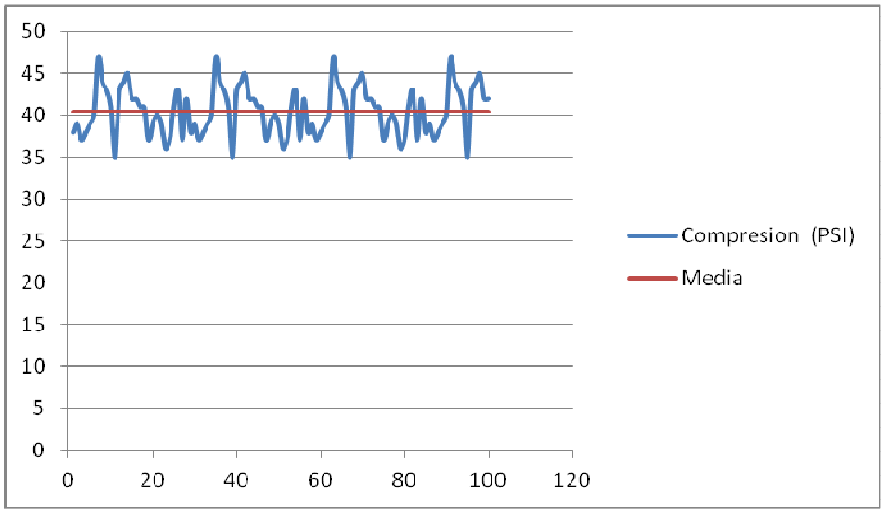


Figura 2.27 Ensayo de compresión en chocho.

	Maximo	Pomedio	Minimo
Presión (PSI)	45	40.47	35

Tabla 2.7 Resumen de presión promedio del chocho.

Fuente: Propia

La presión promedio que ejerció el pistón sobre el chocho hidratado es de 40.47 (PSI).

Siendo

(σ_c) Esfuerzo de compresión

Por lo tanto:

$$\sigma_c = 40.47\,PSI \longrightarrow 28472.53\,\frac{kgf}{m^2}$$

2.16. RESISTENCIA AL CORTE

Dado que el Instituto Ecuatoriano de Normalización INEN, no dispone de registros acerca de la resistencia al corte de la cáscara del chocho, los datos son obtenidos de forma experimental.

La fuerza de corte necesaria para desprender la cascara del chocho se determinara aplicando una presión al dispositivo mostrado a continuación.

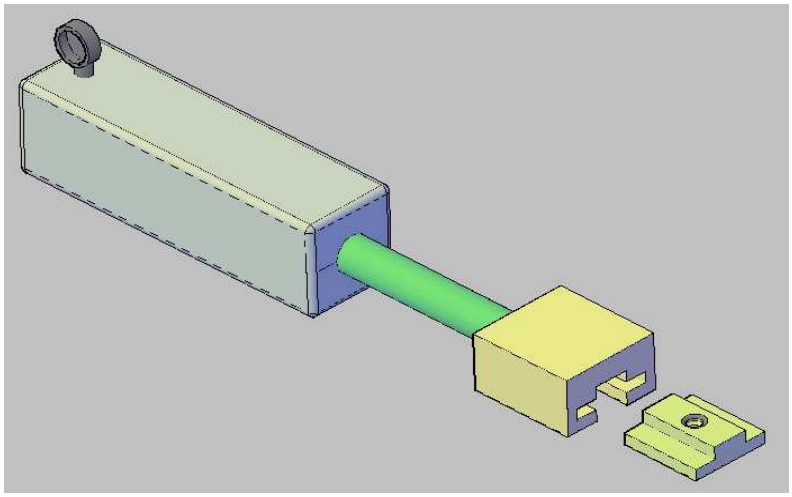


Figura 2.28 Ensayo de Resistencia al Corte.

Elaboración: Propia

Todos los datos recopilados durante la prueba se exponen en la tabla 2.8

	Máximo	Promedio	Mínimo
PRESIÓN(PSI)	26	24.8	23

Tabla 2.8 Resultados de esfuerzo al corte

Elaboración: Propia

La presión promedio que ejerció el émbolo para cortar la cáscara del chocho es de 24.8 (PSI).

Siendo

(σ_τ) Esfuerzo de corte

Por lo tanto:

$$\sigma_\tau = 24.8PSI \longrightarrow 17447.5\frac{kgf}{m^2}$$

	PROMEDIO
ESFUERZO DE COMPRESIÓN (PSI)	40,47
ESFUERZO AL CORTE (PSI)	24,8

Tabla 2.9 Resumen de los datos promedio del chocho sometido a esfuerzos.

Elaboración: Propia

3. CAPITULO III: FACTIBILIDAD

Para el diseño y construcción de la máquina peladora de chochos hidratados se parte de diseños hipotéticos y se llevará a cabo una breve descripción de cada una de las alternativas que han sido consideradas y planteadas.

3.1 MÁQUINA PELADORA DE CHOCHOS CON UN RODILLO Y BANDA TRANSPORTADORA (ALTERNATIVA 1)

3.1.1 ELEMENTOS PRINCIPALES:

1. Banda transportadora.
2. Guías.
3. Bastidor.
4. Chumacera.
5. Rodillo moleteado.
6. Carcasa.
7. Transmisión.
8. Motor.

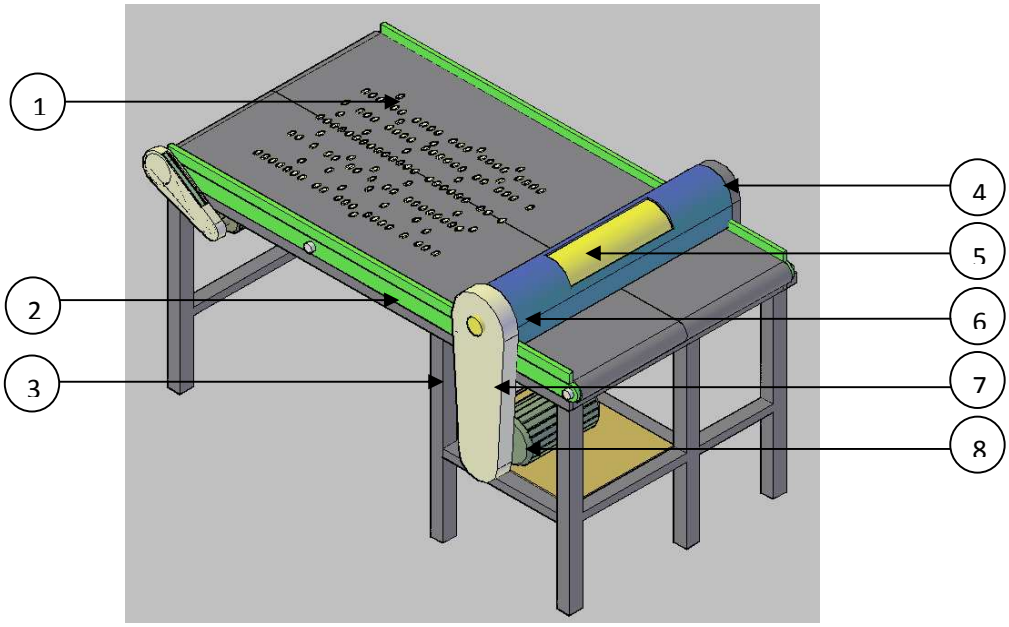


Figura 3.1 Esquema de Alternativa 1

Elaboración: Propia

3.1.2 FUNCIONAMIENTO.

Una vez encendida la máquina el sistema de transmisión (7) permitirá que el rodillo (5) gire a la velocidad requerida para el proceso, previo diseño de los relaciones de transmisión. Al encontrase en funcionamiento ambos mecanismos tanto el rodillo (5) como la banda transportadora (1), se procederá a colocar los chochos sobre la superficie de la banda transportadora (1), los mismos que deberán estar esparcidos evitando amontonamientos.

Los chochos serán arrastrados a lo largo la banda transportadora (1) hasta llegar al punto de contacto con el rodillo (5). El rodillo presentará un leve estriado o moleteado para garantizar el arrastre y desprendimiento de la cáscara. Una vez descascarado el chocho será depositado en un recipiente con agua en donde la cáscara y el chocho serán separados en su totalidad.

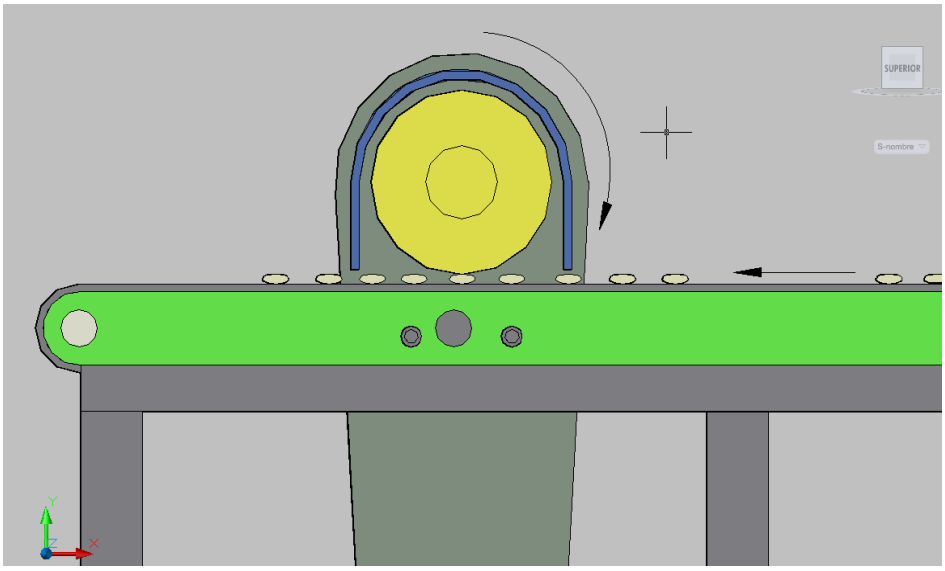


Figura 3.2 Esquema de pelado del chocho alternativa 1.

Elaboración: Propia

3.1.3 VENTAJAS:

- Materiales de fácil acceso local.
- Fácil manejo del operador.
- No contamina el medio ambiente.
- Fácil montaje y desmontaje.
- Fácil mantenimiento.

3.1.4 DESVENTAJAS:

- Costos elevados de mantenimiento..
- Ocupa mucho espacio.

3.2 PELADORA DE CHOCHOS POR MEDIO DE TORNILLOS DE ARRASTRE (ALTERNATIVA 2).

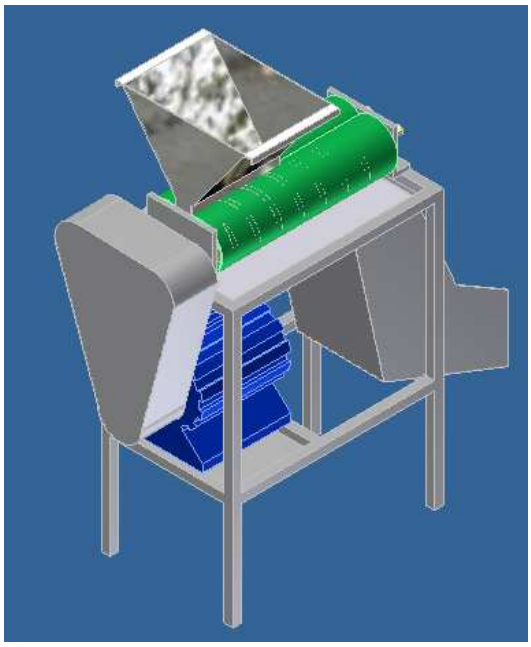


Figura 3.3 Esquema de alternativa 2

Elaboración: Propia

3.2.1 ELEMENTOS PRINCIPALES

1. Motor.
2. Sistema de transmisión.
3. Tolva.
4. Carcasa porta tornillos.
5. Tornillos de arrastre.
6. Recolector de chocho.
7. Bastidor.

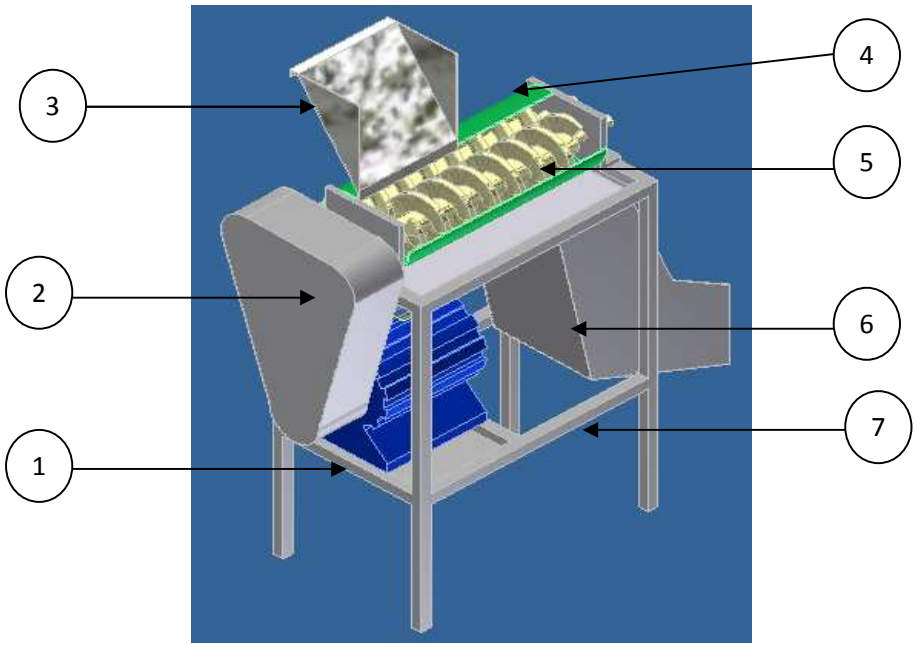


Figura 3.4 Partes de alternativa 2.

Elaboración: Propia.

3.2.2 FUNCIONAMIENTO.

La máquina peladora de chochos hidratados con tornillos de arrastre funciona con energía eléctrica, al encender la máquina entra en funcionamiento el motor (1), el cual mediante un sistema de transmisión por cadenas (2), transmite el movimiento a los 2 tornillos (5), que se encuentra adaptado en la estructura.
La tolva de alimentación (3) posee un canal de salida en la mitad (5), haciendo que caiga el chocho entre los tornillos.
Los chochos serán arrastrados a lo largo de la carcasa porta-tornillos (4) que posee agujeros en todo su cuerpo, haciendo que al mismo tiempo de moverse con los tornillos este desprenda la cascara de manera rápida.

Descascarado el chocho se dirigirá al recolector (6) que a su desplazara a los mismos a un recipiente con agua en donde la cáscara y el chocho serán separados.

3.2.3 VENTAJAS:

- Materiales de fácil acceso local.
- Fácil mantenimiento.
- Estética aceptable.
- No presenta contaminación ambiental.
- Fácil calibración de los tornillos.

3.2.4 DESVENTAJAS:

- Costo elevado de construcción.
- Baja tecnología.
- Trituración del chocho al momento de ser pelado.
- Dificultad en el montaje.
- Ruido.
- Tiempo de fabricación de los tornillos.

3.3 MÁQUINA PELADORA DE CHOCHOS HIDRATADOS POR RODILLOS (ALTERNATIVA 3)

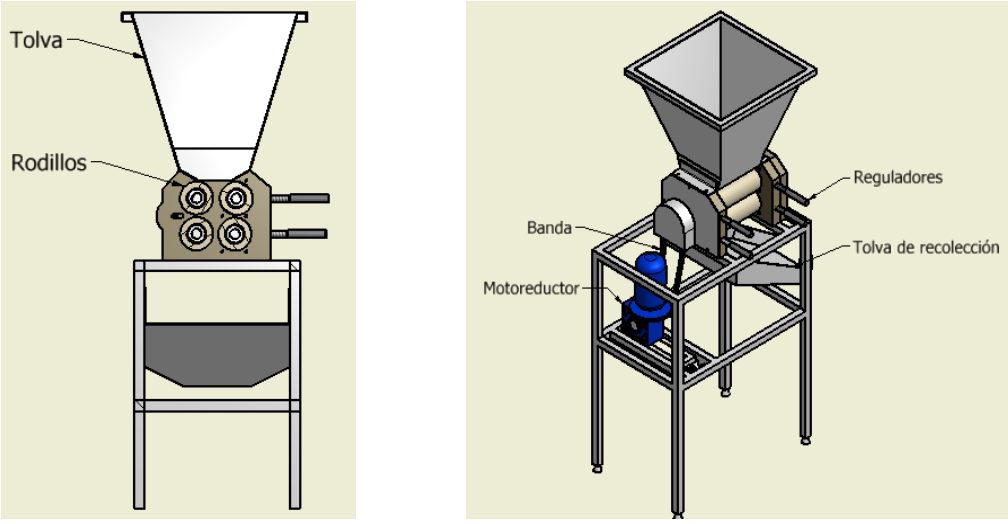


Figura 3.5 Partes de alternativa 2.

Elaboración: Propia

3.3.1 ELEMENTOS PRINCIPALES

1. Motor Eléctrico.
2. Transmisión por correas.
3. Eje motriz.
4. Rodillo motriz.
5. Sistema de Transmisión por cadenas.
6. Tolva de Alimentación

3.3.2 FUNCIONAMIENTO

La máquina peladora de chochos hidratados por rodillos funciona a través de energía eléctrica, accionando al motor eléctrico , el cual, mediante un sistema de un moto reductor , transmite el movimiento al eje motriz por medio de una correa, siendo ésta la responsable del movimiento del rodillo

motriz , rodillo que mediante la acción catalina-cadena , transmite el movimiento a los demás rodillos.

La tolva de alimentación permite la caída de los chochos hidratados a los rodillos , compuesto de un tren de rodillos se encargan del pelado de los chochos hidratados.

Luego de haber descascarado el chocho caerá hacia la tolva de recolección en la cual se separa el chocho de la cáscara.

3.3.3 VENTAJAS

- Materiales de fácil acceso a nivel local.
- Máquina de fácil manejo para el operador.
- Facilidad de montaje y desmontaje.
- Simplicidad tecnológica.
- Presenta una alta seguridad.
- Control en el sistema de regulación de los rodillos.
- Máquina de fácil acceso para limpieza de los componentes.

3.3.4 DESVENTAJAS:

- Peso de la estructura. .
- Necesita de personal calificado para el mantenimiento de la máquina.

3.4 ANÁLISIS DE SELECCIÓN.

3.4.1 FACTORES DE COMPARACIÓN.

Dentro de los factores más importantes a considerarse en la selección son:

- Costo.
- Tamaño y Peso.
- Seguridad.
- Complejidad en su construcción.
- Ergonomía.
- Mantenimiento.
- Disponibilidad de materiales.

3.4.2 PONDERACIÓN DE LOS FACTORES.

3.4.2.1 COSTO

Se debe realizar una evaluación del costo de los materiales, costos de los procesos de fabricación, costo del diseño, costo del número de elementos que conformarán la peladora de chochos.
Factor de ponderación 10/10.

3.4.2.2 TAMAÑO Y PESO

Es la cantidad de masa, relacionada con el área de trabajo que ocupa. Una mayor valoración indica que el equipo tiene menor peso y tamaño.
Factor de ponderación 8/10

3.4.2.3 SEGURIDAD.

Debido a que la máquina va a ser manipulada por un operador no calificado es fundamental brindarle una adecuada seguridad.
Factor de ponderación 10/10.

3.4.2.4 COMPLEJIDAD EN SU CONSTRUCCIÓN.

Se basa en la facilidad de construcción del equipo, dependerá de las características físicas del diseño y del material del cual este fabricado.
Factor de ponderación 7/10.

3.4.2.5 ERGONOMÍA.

Se basa en adaptar el lugar de trabajo al operario a fin de evitar distintos problemas de salud.
Factor de ponderación 9/10.

3.4.2.6 MANTENIMIENTO.

Este factor se basa en la facilidad que se va a proporcionar a la persona encargada del mantenimiento para montar y desmontar todas las piezas del equipo considerado, cuando sea necesario, según la geometría y disposición de las piezas que conforman cada una de las alternativas.
Factor de ponderación 8/10.

3.4.2.7 DISPONIBILIDAD DE LOS MATERIALES.

Se pondera la facilidad de encontrar los respectivos materiales dentro del mercado Ecuatoriano para la construcción de dicha máquina.
Factor de ponderación 7/10.

3.4.2.8 ALTERNATIVA MAS FACTIBLE.

FACTORES DE PONDERACION	FACTORES DE IMPORTANCIA	ALTERNATIVAS				
		IDEAL	PONDERADA	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
COSTO	1	10	10	8	3	7
TAMAÑO Y PESO	0,8	10	8	1,6	3,2	5,6
SEGURIDAD	1	10	10	4	8	8
COMPLEJIDAD DE CONST	0,7	10	7	5,6	2,1	6,3
ERGONOMIA	0,9	10	9	7,2	6,3	7,2
MANTENIMIENTO	0,8	10	8	8,1	4	6,4
DISP. DE MATERIALES	1	10	10	6	7	8
TOTAL		70	62	40,5	33,6	48,5
SELECCIONADA						48,5

Tabla 3.1 Datos de ponderación.

Elaboración: Propia

Como resultado la alternativa 3 presenta la puntuación más alta, por tanto es la que brinda mejor solución para el diseño de la máquina.

En el capítulo siguiente se procede al cálculo de dimensiones de los componentes de la máquina.

4. CAPÍTULO IV: DISEÑO

En el presente capitulo se realiza el diseño de las diferentes partes que constituyen el mecanismo y la selección de los elementos normalizados de la máquina peladora de chochos por rodillos de acuerdo a la alternativa seleccionada en el capítulo anterior.

4.1. DISEÑO DE LOS RODILLOS

En esta máquina dos o más rodillos de acero giran en direcciones opuestas siendo $W_1=W_2$. El producto es atrapado y arrastrado entre los rodillos, sufriendo una fuerza de compresión que desprende la cascara . En algunas máquinas los rodillos giran a diferente velocidad, dando lugar también a fuerzas de cizalla.

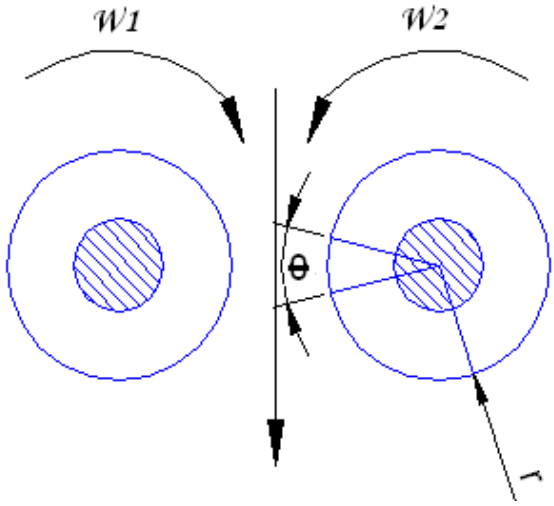


Figura 4.1 Rodillos de compresión.

Elaboración: propia

La producción del chocho pelado (C_P) está regida por:

- (L) Longitud
- ($\varnothing$) Diámetro de los rodillos
- (w) Velocidad angular

Esto quiere decir que:

$$C_p(t) \infty \varnothing$$
$$C_p(t) \infty L$$
$$C_p(t) \infty w$$

El diámetro de los rodillos, su velocidad de rotación y el espacio entre ellos se puede variar para adaptarlos al tamaño del producto y la velocidad de producción deseada.

4.1.1. ÁNGULO DE SEPARACIÓN.

Se denomina así al ángulo formado por las tangentes a las caras de los rodillos en el punto de contacto entre el producto y los rodillos, dicho ángulo es de suma importancia para determinar el tamaño del par de rodillos necesarios .

Siendo:

- (θ) Ángulo de separación.
- (D_t) Medida de contacto de las partículas añadidas
- (D_f) Medida de contacto de las partículas finales
- (D_r) Diámetro de los rodillos

$$\mathrm{Cos}\theta = \frac{D_r + D_f}{D_r + D_t} \qquad \textbf{Ecuación (4.1)}$$

En el caso que las partículas sean atraídas por fricción hacia los rodillos:

$$\tan\theta = u \qquad \textbf{Ecuación (4.2)}$$

Siendo:

- (u) Coeficiente de fricción entre el producto y los rodillos

4.1.2. NÚMERO DE RODILLOS

Considerando que el chocho tiene una medida de contacto inicial y que se desea obtener una medida de contacto final (N: número de veces) menor que nos permita separar el chocho de la cáscara se establece que se deben utilizar dos reductores de tamaño para lo cual se necesitan cuatro rodillos dispuestos de forma par y paralelos entre sí.

Esto con la finalidad de que hay chochos que no son pelados al pasar por el primer par de rodillos, pero van a pelarse en el segundo par de rodillos.

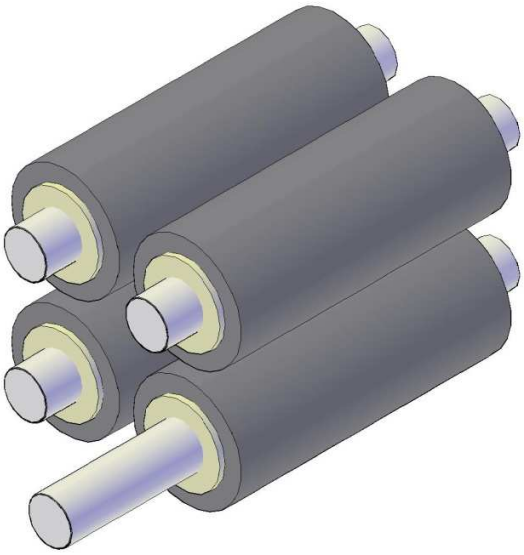


Figura 4.2 Número de rodillos

Elaboración: propia

4.1.3. DIÁMETRO DE RODILLOS

Los rodillos deben tener un diámetro mínimo requerido para arrastrar y descascarar los chochos.

Mediante ensayos se determino:

Coeficiente de rozamiento μ = 0.22 mm

Medida de contacto de las partículas añadidas D_t = 6.34 mm

Medida de contacto de las partículas finales D_f = 4.34mm

Remplazando en la **ecuación 4.2**

$$\tan\theta = u$$

$$\theta = \tan^{-1} u$$

$$\theta = \tan^{-1} 0.22$$

$$\theta = 12.405^{O}$$

Que es el ángulo de contacto entre los rodillos y el producto.

Despejando D_r de la **ecuación 4.1** y reemplazando el valor del ángulo de separación se tiene.

$$D_r = \frac{D_t \cdot \cos\theta - D_f}{1 - \cos\theta}$$

$$D_r = \frac{6.34mm \cdot \cos 12.405 - 4.34mm}{1 - \cos 12.405}$$

$$D_r = 79.32mm \approx 80mm$$

4.1.4. LONGITUD DE LOS RODILLOS

Se establece una longitud de 200mm debido a que permite alcanzar la capacidad requerida y cuyo dimensionamiento depende del cálculo de revoluciones.

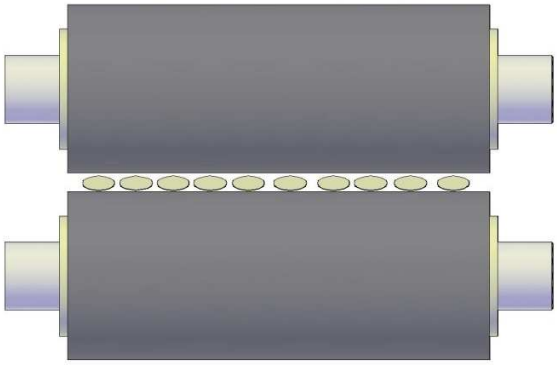


Figura 4.3 Longitud de los rodillos

Elaboración: propia

4.1.5. SUPERFICIE DE CONTACTO ENTRE EL CHOCHO Y LOS RODILLOS

Hay que considerar la superficie de contacto debido a que en esta área se ejercerán las fuerzas de compresión y corte .

Partiendo de la fórmula:

Ecuación (4.3)

Siendo:

(ℓ) Longitud de arco de contacto entre el chocho y los rodillos

(θ) Ángulo de contacto en radianes.

El arco de contacto entre el chocho y los rodillos se obtiene al reemplazar los respectivos valores en la **ecuación 4.3**

$$\ell = \frac{80mm \cdot 0.221rad}{2}$$
$$\ell = 8.8mm \approx 9mm$$

4.1.6. CARGAS EN LOS RODILLOS

La carga que se genera en los rodillos depende directamente de las fuerzas de compresión y corte entre los chochos y la superficie de los rodillos.
Los estudios realizados indican que los chochos tienen un esfuerzo de compresión y corte promedios de 28472.53 kgf/m^2 y 17447.5 kgf/m^2 respectivamente.

La acción que ejercen los chochos sobre los rodillos es directamente proporcional a su longitud, por tanto se tienen que calcular los esfuerzos unitarios de compresión y corte.

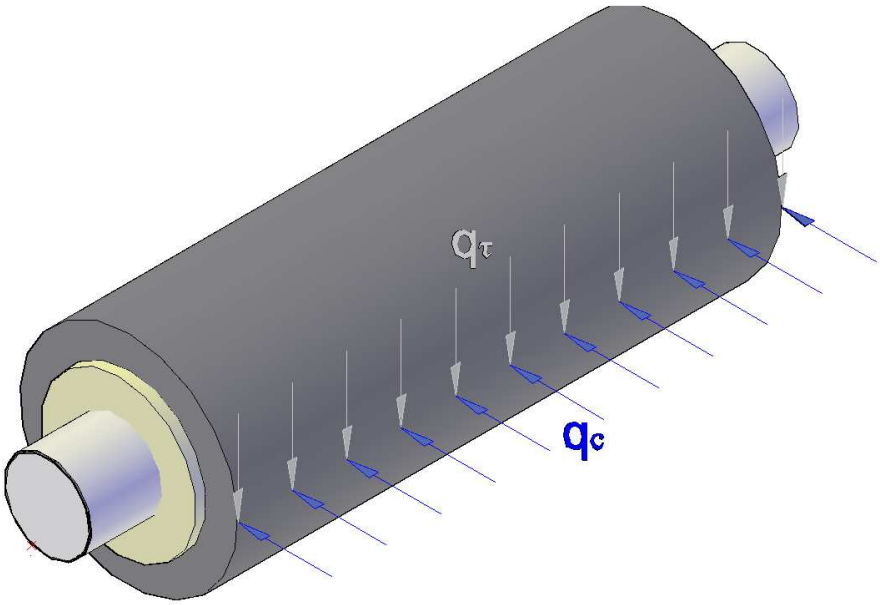


Figura 4.4 Esfuerzos unitarios

Elaboración: propia

4.1.6.1. ESFUERZO DE COMPRESIÓN UNITARIO [27]

$$q_c = \sigma_c \cdot r_r \cdot \tan^{-1}(u)$$ **Ecuación (4.4)**

Siendo:

(q_c) Esfuerzo de compresión unitario.

(σ_c) Esfuerzo de compresión

(r_r) Radio del rodillo

(u) Coeficiente de fricción

$$q_c = 28472.53 \frac{kgf}{m^2} \cdot 0.009\,m$$

$$q_c = 256.25 \frac{kgf}{m}$$

4.1.6.2. ESFUERZO DE CORTE UNITARIO[28]

$$q_\tau = \sigma_\tau \cdot r_r \cdot \tan^{-1}(u)$$ **Ecuación (4.5)**

Siendo:

(q_τ) Esfuerzo de compresión unitario.

(σ_τ) Esfuerzo de compresión

$$q_\tau = 17447.5 \frac{kgf}{m^2} \cdot 0.009\,m$$

$$q_\tau = 157.02 \frac{kgf}{m}$$

[27] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, Pàg. 554
[28] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, Pàg.554

4.1.7. DETERMINACION DE LA VELOCIDAD ANGULAR DE LOS RODILLOS.

Para determinar la velocidad angular del rodillo motriz se procederá primero a determinar el número de chochos hidratados que ocuparan en el rodillo.

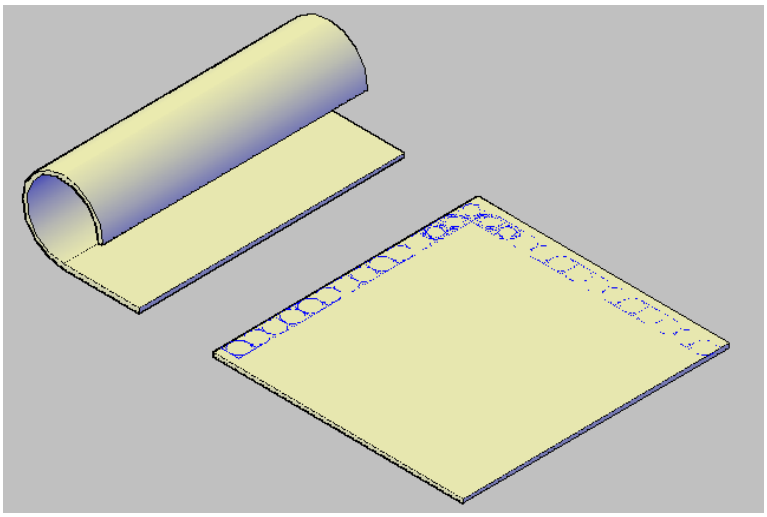


Figura 4.5 Cilindro desenrollado.

Elaboración: Propia

$$N_{cha} = \frac{L}{L_{Ch}}$$ **Ecuación (4.6)**

Siendo:

(N_{cha}) Número de chocho a lo ancho del rodillo.

(L) Longitud del rodillo.

(L_{Ch}) Longitud promedio del chocho de la tabla

Dado que las medidas del chocho oscilan entre 10 a 14 mm se ha tomado en consideración la dimensión mayor debido a que el chocho se acomoda en cualquier sentido y para asegurarse que la producción de pelado satisfaga las necesidades que se han planteado.

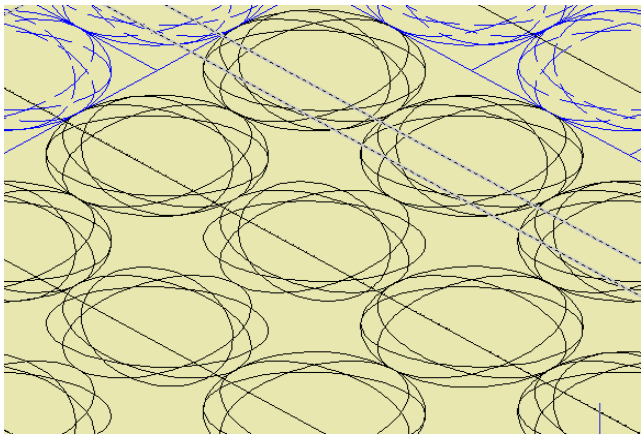


Figura 4.6 Posiciones del chocho

Elaboración: Propia

Reemplazando los valores en la ecuación 4.6

$$N_{cha} = \frac{0.2m}{0.0137m}$$

$$N_{cha} = 14.59 \rightarrow 14[Chocho]$$

Para determinar el número de chochos que ocupan en el perímetro del rodillo se utiliza la siguiente ecuación.

$$N_{chp} = \frac{P_r}{P_{Ch}} \qquad \textbf{Ecuación (4.7)}$$

Siendo:

(N_{chp}) Número de chochos al perímetro.

(P_r) Perímetro del rodillo.

(P_{Ch}) Perímetro del chocho en contacto con el rodillo

Pero:

$$P_r = \pi \cdot D_r \qquad \textbf{Ecuación (4.8)}$$

Siendo:

(π) Constante.

(D_r) Diámetro del rodillo.

$$P_r = \pi \cdot 0.080\ m$$

$$P_r = 0.2513\ m$$

Para calcular el perímetro del chocho se selecciona el radio máximo presente en el análisis estadístico, por tanto el radio es de 7.5mm. La superficie del chocho que está en contacto con el rodillo se asume como una semicircunferencia.

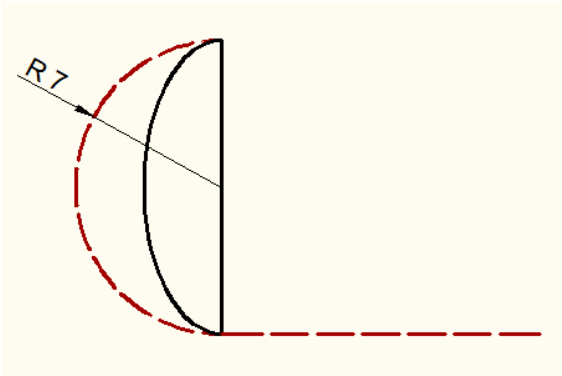


Figura 4.7 Semicircunferencia de un chocho

Elaboración: Propia

$$P_{ch} = \pi \cdot R$$ **Ecuación (4.9)**

$$P_{ch} = \pi \cdot 0.0075$$

$$P_{ch} = 0.024\ \ m$$

Ecuación 4.8y 4.9 se reemplazan en ecuación 4.7

$$N_{chp} = \frac{0.2513\,m}{0.024\,m}$$

$$N_{chp} = 10\ \ .1\ \ [chochos\ \ ]$$

El número de chochos total que ocupa en el rodillo esta dado por la ecuación 4.10

$$N_{cht} = N_{cha} \cdot N_{chp}$$ **Ecuación (4.10)**

$$N_{cht} = 14 \cdot 10.1 \quad [Chochos \quad]$$

$$N_{cht} = 141.4 \quad \left[\frac{Chochos}{rev}\right]$$

Mediante el análisis estadístico se determino que en 1 kg hay aproximadamente 2750 chochos (**figura 2.16**), entonces de la capacidad obtenemos lo siguiente.

$$Q = \dot{m} \cdot \cdot N_{CK}$$ **Ecuación (4.11)**

Siendo

(Q) Capacidad de la maquina.

($\dot{m}$) Flujo másico

(N_{CK}) Numero de chochos por kilogramo

$$Q = \frac{25\,kg}{hora} \cdot \frac{2750\ chochos}{1kg} \cdot \frac{1hora}{60\ \min}$$

$$Q = 1146 \quad \left[\frac{chochos}{\min}\right]$$

Con estos datos se procede a calcular la velocidad angular del rodillo motriz que esta dado por la ecuación 4.12.

$$w = \frac{Q}{N_{Cht}}$$ **Ecuación (4.12)**

Siendo:

(w) Velocidad angular final del rodillo motriz

$$w = \frac{1146 \frac{chochos}{\min}}{141.4 \frac{chochos}{rev}}$$

$$w = 8.2 \rightarrow 9 \left[\frac{rev}{\min}\right]$$

4.2. DETERMINACIÓN DE LA VELOCIDAD ANGULAR DEL SISTEMA DE REDUCCIÓN.

Se obtiene la relación de transmisión entre ejes "i", definida como la razón entre las velocidades del eje conducido dividido por la velocidad del eje conductor. Con lo cual se puede escribir y emplear alguna de las siguientes expresiones

$$i = \frac{n_s}{n_e}$$ **Ecuación (4.13)**

Siendo:

(i) Relación de transmisión.

(n_s) Número de revoluciones de salida.

(n_e) Número de revoluciones de entrada.

$$i = \frac{9rpm}{17rpm}$$

$$i = 0.529$$

Para calcular los diámetros de las poleas se utiliza las ecuaciones de relación de transmisión entre las velocidades angulares.

$$n_e \cdot D_1 = n_s \cdot D_2$$ **Ecuación (4.14)**

Siendo:

(D_1) Diámetro (Rueda Conductora)

(D_2) Diámetro (Rueda Conducida)

(n_e) Numero de revoluciones de entrada

(n_s) Numero de revoluciones de salida

Si:

$$D_1 = 2.5\ p\lg$$

$$D_2 = 4.5\ p\lg$$

$$n_s = n_e \frac{D_1}{D_2}$$

$$n_s = 17\ rpm \cdot \frac{2.5''}{4.5''}$$

$$n_s = 9.44 \cong 9 rpm$$

4.2.1. TRANSMISIÒN

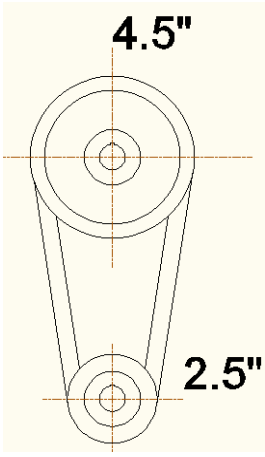


Figura 4.8 Grafica de diámetro de poleas

Elaboración: Propia

4.3. SELECCIÓN DE LA CHAVETA

Las función principal de las cuñas o chavetas es la de fijar a la polea sobre su eje y también el de transmitir movimiento de rotación desde un eje hasta el elemento que la soporta.

4.3.1. SELECCIÒN DEL MATERIAL

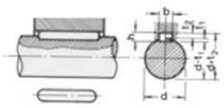
Se elige un acero (Bohler E910 “AISI 1010”), con una resistencia última de 320N / mm2 y un límite a la fluencia de 180 N / mm2 .Es un acero para la fabricación de piezas pequeñas tales como chavetas, pasadores y prisioneros, exigidas principalmente al desgaste.

La longitud del cubo de una polea por lo general es mayor que el diámetro del eje para que exista estabilidad.

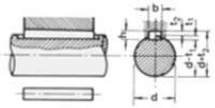
4.3.2. DIMENSIONES DE CHAVETAS Y CHAVETEROS SEGÚN NORMA.

DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS S/DIN 6885/1 - 6886 y 6887

STANDARD KEYWAYS S/DIN 6885/1 - 6886 and 6887



Chaveta paralela
S/DIN-6885/1



Chaveta de cuña
S/DIN-6886

Ø eje d mm desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887			
		$d + t_2$ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	$d + t_2$ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde-hasta	Tol. H-7 m/m
16-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4			
30-38	10x8	d+3,4	+0,2	d+2,8	+0,2	30-50	+0,025 0
38-44	12x8	d+3,2		d+2,6			
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9		50-80	+0,030 0
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2			
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5		80-120	+0,035 0
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9			
75-85	22x14	d+5,6		d+4,8		120-180	+0,040 0
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6			

Tabla 4.1 Dimensiones de chavetas y chaveteros[29]

[29] http://www.cadersa.es

Mediante la tabla y el diámetro del eje de 19 mm. Se elige una chaveta de la siguiente forma.

La tabla de selección de chavetas indica que el largo se puede seleccionar entre un valor de 10 a 18 mm. El ancho total del cubo de la polea a ser utilizada es igual a 20 mm. Razón por la cual el largo de la chaveta es igual a 18 mm.La tabla también proporciona los valores para el alojamiento o la ranura de la chaveta , la cual tendrá una profundidad de 3.5mm.

4.3.3. DIMENSIONES DE LA CHAVETA

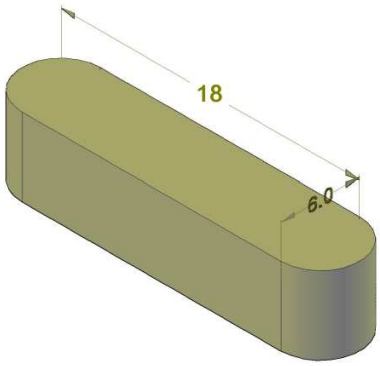


Figura 4.9 Dimensiones de la chaveta

Elaboración: Propia

4.4. BANDAS

Una banda es un elemento flexible capaz de transmitir potencia.

Entre los dispositivos de transmisión mecánica, se encuentra la transmisión por banda; De aplicación común en la industria, este sistema consta de dos poleas solidarias cada una a un eje y acopladas por medio de una banda; es un sistema muy silencioso, no necesita lubricación y resulta poco costoso de construir, además presenta la característica de que puede ser utilizado como un fusible mecánico.

Los sistemas de transmisión por banda presentan un costo inicial de producción relativamente bajo comparado con otros elementos de transmisión mecánica. A

continuación se presenta el diseño de un sistema de transmisión por banda utilizado para generar movimiento a un eje central

Cuando se utiliza para reducir la velocidad, como en este caso, la polea acanalada más pequeña se monta en el eje de alta velocidad el cual estará acoplado a un motor eléctrico AC síncrono Torque normal, La polea de mayor ira acoplada a un eje central

4.4.1. SELECCIÓN DE BANDAS Y POLEAS

Las correas en V son los dispositivos de transmisión flexibles más utilizados en las aplicaciones ingenieriles. La selección de este tipo de dispositivos está fuertemente ligada a la metodología que propone un fabricante específico.

4.4.2. PROTOCOLO DE SELECCIÓN

Para la transmisión de torque de una máquina motriz a una máquina conducida, existen al menos tres métodos muy utilizados: Transmisión con engranajes, correas flexibles de caucho reforzado y cadenas de rodillos. Dependiendo de la potencia, posición de los ejes, relación de transmisión, sincronía, distancia entre ejes y costo; se seleccionará el método a utilizar. Los siguientes pasos serán útiles para la selección de una transmisión utilizando correas en V .

En primera instancia partiremos de los siguientes datos iníciales:

- Velocidad Angular $\omega = 17 \frac{rev}{\min}$

- Potencia $P = \frac{1}{4} Hp$

- Distancia entre centros $c = 330mm$ (Asumida)

- Diámetro de las poleas (Según Grafica)

4.4.2.1. TRANSMISIÒN MEDIANTE BANDAS

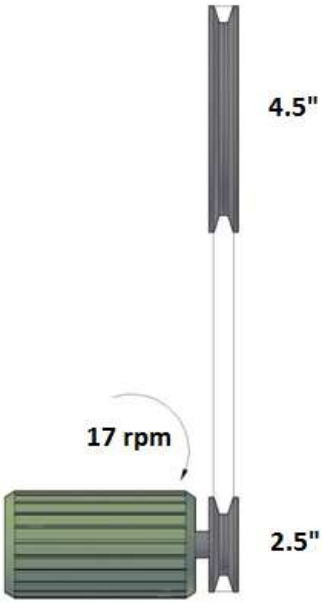


Figura 4.10 Transmisión

Elaboración: Propia

4.4.3. DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DE CÁLCULO [30]

Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento, se deben prevenir fallas debidas a los golpes, vibraciones o estiramientos. De forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves que otras, o tienen un impulso inicial o un giro a tirones. Estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio ($fserv$) que aumenta la potencia a transmitir para obtener la potencia de diseño que considera las características de la máquina y el motor utilizado.

Ecuación (4.15)

[30] http://www.correasrincon.com.ar/

En la Tabla I, se puede hallar el motor utilizado y la máquina que más se asemeja a su diseño. Se obtiene así el factor ($fserv$), el cual se multiplica por la potencia a transmitir, para obtener la potencia de diseño, es decir:

Maquinas	Motor eléctrico sincrónico. Motor de combustión interna multicilindro. Turbinas.			Motor eléctrico de alto par. Motor de combustión interna monocilindro		
	8h/d	16h/dìa	24h/d	8h/d	16h/d	24h/d
Carga ligera						
Agitadores de líquidos. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de banda.Ventiladores. Máquinas herramientas de corte continuo	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Carga normal						
Bombas y compresores de 3 y más cilindros. Trituradoras de granos .Transportadores de cadena. Fresadoras	1.1	1.2	1.3	12	1.3	1.4
Carga pesada						
Bombas y compresores de uno y dos cilindros. Elevadores de cangilones. Cepilladoras y mortajadoras	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Carga muy pesada						
Mecanismos de elevación de grúas. Prensas. Cizallas	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

Tabla 4.2 Factores de servicio[31]

Por lo tanto:

$$P_d = 0.155 \cdot 1.2$$

$$P_d = 0.186[Kw] \cong \frac{1}{4}[Hp]$$

4.4.4. SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL PERFIL. [32]

La selección del tamaño del perfil puede ser realizada a partir de recomendaciones como las brindadas en las figuras Por supuesto, la selección del perfil debe corresponder con las disponibilidades prácticas del tipo de perfil elegido.

[31] http://www.correasrincon.com.ar/
[32] http://www.correasrincon.com.ar/

Dado que las RPM y la potencia (P) son bajas no nos referiremos a la figura sino consideraremos una banda que cumpla con los diámetros y velocidades mínimas para su correcto funcionamiento. Para lo cual hemos seleccionado un perfil tipo V , por su fácil adquisición y bajos costos referentes a otras bandas.

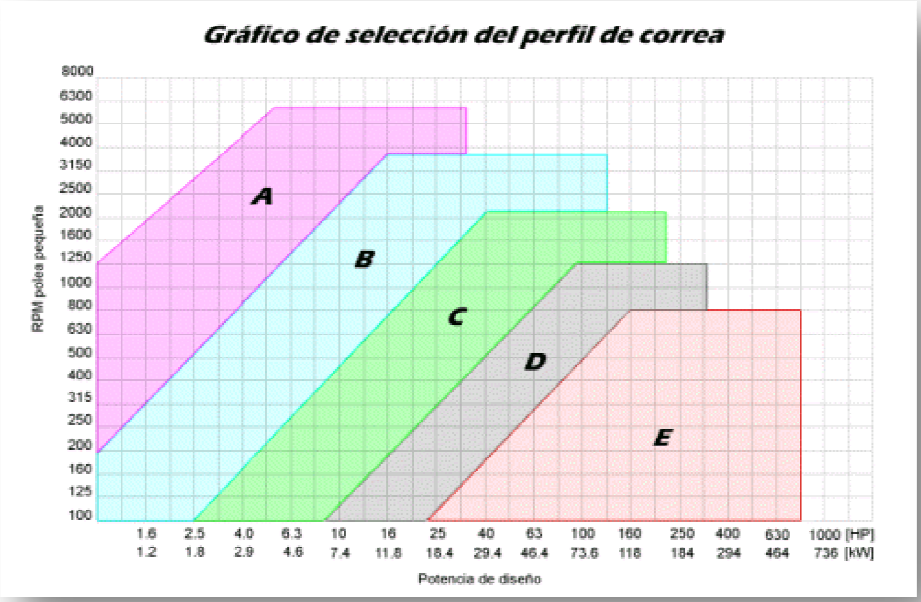


Figura 4.11 Selección del perfil de la correa[33]

4.4.5. IDENTIFICACIÓN DE LA CORREA Y POLEA A UTILIZAR [34]

Conocido el diámetro de las poleas y como parámetro de selección se considerara la banda según el diámetro mínimo sugerido por el fabricante para cada sección característica de correa, según se ve en la siguiente Figura 2.

Obtenido el diámetro mínimo (usualmente D1 en concordancia con una reducción de velocidad) se procede a seleccionar la sección que resulte mas factible para nuestro requerimiento.

[33] http://www.correasrincon.com.ar/
[34] http://www.correasrincon.com.ar/

4.4.5.1. DIÁMETRO MÍNIMO

Sección	A	B	C	D	E
Diámetro primitivo mínimo [mm]	63	100	160	280	400

Figura 2. Tabla para la selección del mínimo diámetro de polea.

Figura 4.12 Tabla de selección del diámetro mínimo[35]

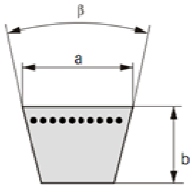
4.4.5.2. DIMENSIONES DEL PERFIL TIPO A (SEGÚN CATALOGO)

CORREAS TRAPECIALES

DONGIL

DIMENSIONES:

CORREAS TRAPECIALES DE PERFIL CLASICO



PERFIL	Z	A	B	C
a = ancho base mayor	10	13	17	22
b = altura	6	8	11	14
β = ángulo	40°	40°	40°	40°

PERFIL	Z	A	B	C
La = desarrollo exterior	Lw+16	Lw+20	LW+29	LW+30
Lw = desarrollo primitivo	s/tabla	s/tabla	s/tabla	s/tabla
Li = desarrollo interior	Lw-22	Lw-30	Lw-43	Lw-52

Figura 4.13 Dimensiones de correas trapeciales[36]

[35] http://www.correasrincon.com.ar/
[36] http://www.jocartransmisiones.com/PDF%27s/06-Correas%20trapeciales.pdf

4.4.6. DISTANCIA ENTRE CENTROS DE LAS POLEAS.[37]

La distancia entre centros de poleas debe ser elegida de forma tal que permita colocar las poleas sin chocar.

$$c \leq (D_1 + D_2)$$
$$c = (2.5'' + 4.5'')$$
$$c = 7''$$

Ecuación (4.16)

4.4.7. DISTANCIA MÍNIMA Y MÁXIMA ENTRE EJES:

Distancia mínima (C_m) = 0,7 (c)

Distancia máxima (C_M) = 2,0 (c)

Por tanto:

Distancia mínima (C_m) = 0,7 (7”) = 4.9”

Distancia máxima (C_M) = 2,0 (7”)= 14”

4.4.8. IMPORTANCIA DE LA DISTANCIA ENTRE EJES [38]

- Si la distancia entre ejes es menor a la mínima, se presentan problemas de patinamiento en las correas disminuyendo consecuentemente la potencia transmitida, la vida útil de las poleas y la vida útil de las correas.

- Si la distancia entre ejes es mayor a la máxima, a pesar de existir un mejor "agarre" de la correa en las poleas, las vibraciones de la correa se aumentan demasiado quedando por encima de lo recomendado haciendo

[37] www.polmangueras.com
[38] www.polmangueras.com

que la correa sea sometida a un exceso de "flexiones" que agotan la correa acabándola prematuramente.

SUGERENCIA

Entre mayor sea la distancia entre ejes (sin exceder de la distancia máxima), más optima es la transmisión, dado que el contacto de las correas con las poleas es mayor; por lo tanto se sugiere que se utilice la distancia que más se aproxime a la "distancia máxima".

4.4.9. LONGITUD DE LA CORREA:

$$L = \frac{((D_1 + D_2) * \pi)}{2} + 2 * c$$ **Ecuación (4.17)**

Siendo

(L) Longitud de la correa

(c) Distancia entre ejes

(D_2) Diámetro de la polea conducida

(D_1) Diámetro de la polea conductora

$$L = \frac{((D_1 + D_2) * \pi)}{2} + 2 * L_C$$

$$L = \frac{((2.5''+4.5'') * \pi)}{2} + (2 * 13'')$$

$$L = 36.88'' = 936.89[mm]$$

4.4.10. BANDA TRAPECIAL DE PERFIL CLASICO

TRAPECIAL DE PERFIL CLASICO "ENVELOPE"

PERFIL A — DONGIL

REF.	Li (mm)	REF.	Li (mm)	REF.	Li (mm)
A 30	760	A 63	1610	A 108	2740
A 31	780	A 64	1630	A 109	2770
A 31.5	800	A 65	1660	A 110	2800
A 32	810	A 66	1680	A 111	2820
A 32.5	825	A 67	1710	A 112	2850
A 33	840	A 68	1730	A 114	2895
A 34	850	A 69	1750	A 115	2920
A 34.5	875	A 70	1780	A 116	2950
A 35	890	A 71	1810	A 118	3000
A 35.5	900	A 72	1830	A 120	3050
A 36	910	A 73	1860	A 124	3150
A 37	937	A 74	1890	A 128	3250
A 37.5	955	A 75	1910	A 130	3300
A 38	960	A 76	1930	A 132	3353
A 38.5	980	A 77	1960	A 134	3404
A 39	990	A 78	1980	A 136	3455
A 40	1020	A 79	2020	A 138	3505
A 40.5	1030	A 80	2040	A 140	3555

Figura 4.14 Banda perfil A[39]

Seleccionamos del catalogo la polea de sección tipo A que más se ajuste a nuestros requerimientos, en este caso la [A25]

4.4.11. ÁNGULO DE CONTACTO [40]

Cuando se emplean transmisiones mediante bandas, los ángulos de contacto se determinan mediante.

[39] Fuente: www.jocartransmisiones.com

[40] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, Pàg. 858

Los ángulos de contacto o abrazamiento de la polea menor y de la polea mayor son , respectivamente

$$\theta_1 = 180^\circ - 2sen^{-1}\frac{(D_2 - D_1)}{2*c}$$ **Ecuación (4.18)**

$$\theta_1 = 180^\circ - 2sen^{-1}\frac{(4.5 - 2.5)}{2*13}$$

$$\theta_1 = 171.2^\circ = 2.98\,rad$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2sen^{-1}\frac{(D_2 - D_1)}{2*c}$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2sen^{-1}\frac{(4.5 - 2.5)}{2*13}$$

$$\theta_2 = 188.8^\circ = 3.29\,rad$$

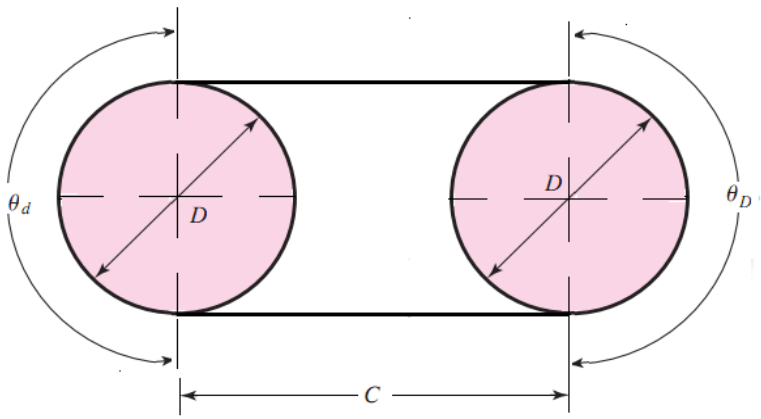


Figura 4.15 Ángulos de contacto [41]

[41] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, Pàg. 855

La polea menor es la que regula el diseño, es decir , que la polea menor está transmitiendo su máxima potencia cuando la correa comienza a se comienza a deslizar ,mientras que la polea mayor no está desarrollando su máxima capacidad en este punto.

4.4.12. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DE LA CORREA V.

La velocidad de la correa debe ser lo mayor posible, para disminuir la cantidad de correas necesarias en la transmisión, pero nunca debe superar la velocidad máxima límite $V_{\max}$, para que el efecto de la fuerza centrifuga no disminuya la capacidad tractiva de la correa.

Polea conductora

$$\omega_1 = 17\frac{rev}{\min}$$

$$\omega_1 = 17\frac{rev}{\min}\left|\frac{1\min}{60s}\right|\left|\frac{2\pi rad}{1rev}\right|$$

$$\omega_1 = 1.78\frac{rad}{s}$$

$$v_1 = \omega * r \leq V_{\max}$$

$$v_1 = 1.78\frac{rad}{s} * 0.03175m \qquad \textbf{Ecuación (4.19)}$$

$$v_1 = 0.0565\frac{m}{s}$$

Polea conducida

$$\omega_2 = 9\frac{rev}{\min}$$

$$\omega_2 = 9\frac{rev}{\min}\left|\frac{1\min}{60s}\right|\left|\frac{2\pi rad}{1rev}\right|$$

$$\omega_2 = 0.94\frac{rad}{s}$$

$$v_2 = \omega * r \leq V_{\max}$$

$$v_2 = 0.94 \frac{rad}{s} * 0.057m$$

$$v_2 = 0.05358 \frac{m}{s}$$

La sección tipo A, cumple con los parámetros de velocidad máxima y diámetro mínimo requerido por lo cual es seleccionada para ser el elemento flexible de transmisión desde el moto-reductor hasta el rodillo

SECC.	ANCHO BASE MAYOR		ESPESOR		DIAM. MÍNIMO	FLEXION MAX	VELOC.MAX.
	mm	Pulg	mm	Pulgadas	POLEA mm	Flex/seg	mt/seg
A	9	3/8	8	5/16	63	100	40
B	15	5/8	13	17/32	100	100	40

Figura 4.16 Características de las bandas[42]

4.5. CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR.

Para el cálculo de la potencia del motor es indispensable conocer los siguientes parámetros.

- Inercia de las masas en movimiento.
- Aceleración angular, desde velocidad angular en inicial, hasta velocidad angular de trabajo.
- Con los parámetros anteriores se determina el torque necesario para mover los elementos que componen la maquina.

Antes de realizar el cálculo de la potencia se detalla a continuación las

[42] http://www.plasticaucho.com

ecuaciones que se utilizaran para encontrar los datos de los tres parámetros anteriores.

4.5.1. INERCIAS DE LAS MASAS EN MOVIMIENTO.

La mayoría de las partes que componen la máquina son cilindros huecos y cilindros macizos.

4.5.1.1. INERCIA DE UN CILINDRO MACIZO [43]

Esta dado por la ecuación 4.20.

$$I = \frac{m \cdot d^2}{8}$$ **Ecuación (4.20)**

Donde:

(I) Inercia del cuerpo $[kg - m^2]$

(m) Masa del cilindro $[kg]$

(d) Diámetro de cilindro macizo. $[m]$

4.5.1.2. INERCIA DE UN CILINDRO HUECO

Esta dado por la ecuación 4.21.

$$I = \frac{m}{8}(d^2{}_{ext} + d^2{}_{\text{int}})$$ **Ecuación (4.21)**

Donde:

(d_{ext}) Diámetro exterior del cilindro hueco. $[m]$

[43] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, Pàg. 1013

(d_{int}) Diámetro interior del cilindro hueco. [m]

4.5.1.3. VOLUMEN DE UN CILINDRO SOLIDO [44]

Esta dado por la ecuación 4.22

$$v = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot l$$ **Ecuación (4.22)**

4.5.1.4. VOLUMEN DEL CILINDRO HUECO

Se emplea la siguiente ecuación.

$$v = \frac{\pi}{4} (d_{ext}{}^2 - d_{int}{}^2) \cdot l$$ **Ecuación (4.23)**

Donde:

(v) Volumen del cilindro hueco. [m^3]

(l) Longitud del cuerpo. [m]

4.5.1.5. MASA

Está definida por:

$$m = v \cdot \rho$$ **Ecuación (4.24)**

Donde:

(m) Masa del cuerpo. [kg]

[44] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, Pàg. 1011

(ρ) Densidad del cuerpo $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$

4.5.2. DETERMINACIÓN DE ACELERACIÓN ANGULAR.

La aceleración angular está definida por.

$$w = w_o + \alpha \cdot t$$ **Ecuación (4.25)**

Donde:

(w_o) Velocidad inicial.

(α) Aceleración angular.

(t) Tiempo.

El tiempo promedio para estabilizar la velocidad de la maquina es de 0.25 segundos.

Ya que el sistema parte del reposo entonces (ω_0=0), entonces la aceleración angular es igual a:

$$\alpha = \frac{w}{t}$$ **Ecuación (4.26)**

4.5.3. TORQUE.[45]

La ecuación del torque es la siguiente:

$$T = I \cdot \alpha$$ **Ecuación (4.27)**

Donde:

(T) Torque $[N - m]$

[45] R.C. Hibbeler, Mecánica de Materiales , 6ta Ediciòn ,Editorial Pearson, Mexico, 2006, Pàg.197

POTENCIA.[46]

La expresión para determinar la potencia requerida para poner en movimiento a los elementos móviles del sistema es la siguiente:

$$P = T \cdot w \qquad \textbf{Ecuación (4.28)}$$

4.5.4. TRANSMISIÒN PRINCIPAL

La transmisión principal está constituida por los siguientes componentes:

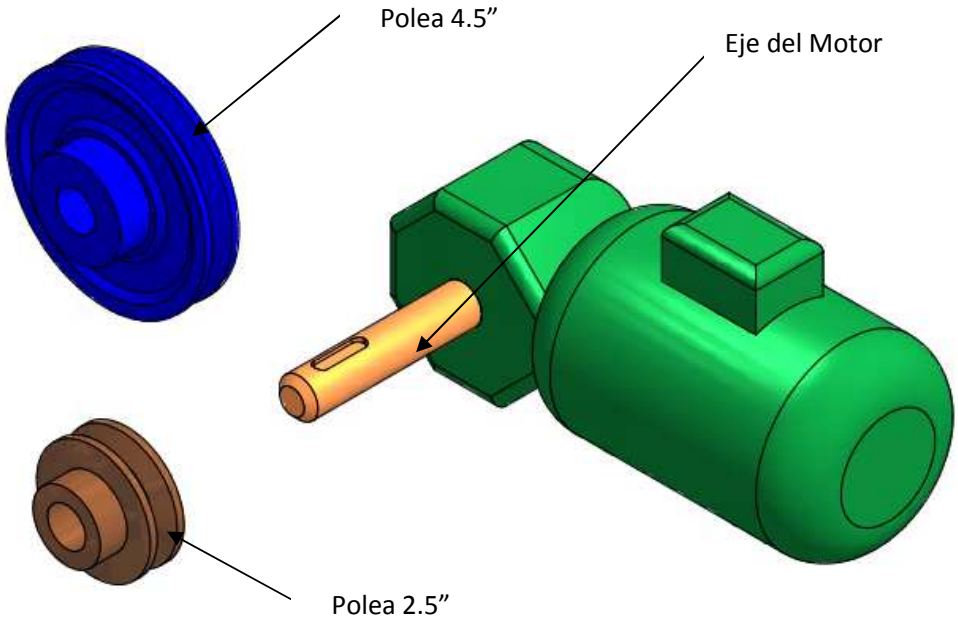
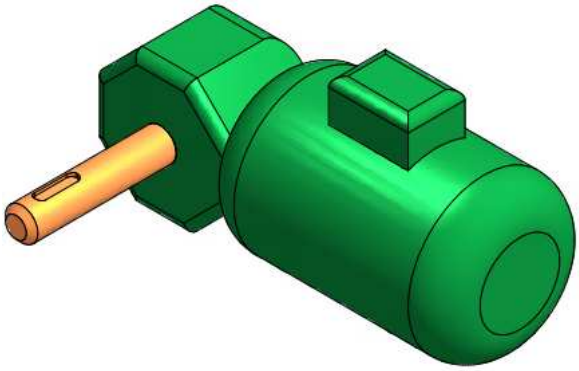


Figura 4.17 Despiece de rodillo motriz.

5. Elaboración: Propia

[46] R.C. Hibbeler, Mecánica de Materiales , 6ta Ediciòn ,Editorial Pearson, Mexico, 2006, Pàg.197

4.5.4.1. DETERMINACIÓN DE INERCIA DE EJE MOTOR.



Datos:

$$\rho = 7850 \frac{Kg}{m^3}$$

$$l = 0.86m$$

$$d = 0{,}019m$$

Se reemplaza en la ecuación 4.22

$$V = \frac{\pi \cdot (0.019m)^2}{4} \cdot 0.86m$$

$V = 2.43E - 04m^3$ → Se reemplaza en la ecuación 4.24.

$$m = 2.43E - 04m^3 \cdot 7850 \frac{Kg}{m^3}$$

$m = 1.914Kg$ → L Se reemplaza en la ecuación 4.20.

$$I = \frac{1.914Kg \cdot (0.019m)^2}{8}$$

$$I = 8.37E - 05 \quad Kg - m^2$$

4.5.4.2. DETERMINACIÓN DE INERCIA DE POLEA DE 2.5”

Datos:

$$\rho = 2700 \frac{Kg}{m^3}$$

$$l = 0.05 \ m$$

$$d_{ext} = 2{,}5 p\lg \rightarrow 0.0635 m$$

$$d_{\text{int}} = 0.019 m$$

Se reemplaza en la ecuación 4.23

$$V = \frac{\pi \cdot [(0.0635\, m)^2 - (0.019\, m)^2]}{4} \cdot 0.042\, m$$

$V = 1.211E-04 m^3$ → Se reemplaza en la ecuación 4.24.

$$m = 1.211E-04 m^3 \cdot 2700 \frac{Kg}{m^3}$$

$m = 0.33 Kg$ → Se reemplaza en la ecuación 4.21.

$$I = \frac{0.33 Kg \cdot [(0.0635\, m)^2 + (0.019\, m)^2]}{8}$$

$$I = 1.79E-04 \quad Kg - m^2$$

4.5.4.3. DETERMINACIÓN DE INERCIA DE POLEA DE 4.5”

Datos:

$$\rho = 2700 \frac{Kg}{m^3}$$

$$l = 0.05m$$

$$d_{ext} = 4{,}5 p\lg \rightarrow 0.1143m$$

$$d_{\text{int}} = 0.019m$$

Se reemplaza en la ecuación 4.23.

$$V = \frac{\pi \cdot [(0.1143\,m)^2 - (0.020\,m)^2]}{4} \cdot 0.05\,m$$

$V = 4.97E - 04m^3$ → Se reemplaza en la ecuación 4.24.

$$m = 4.97E - 04m^3 \cdot 2700 \frac{Kg}{m^3}$$

$m = 1.34Kg$ → Se reemplaza en la ecuación 4.21

$$I = \frac{1.34Kg \cdot [(0.1143\,m)^2 + (0.020\,m)^2]}{8}$$

$$I = 2.26E - 03Kg - m^2$$

El momento de inercia total que tiene la transmisión principal seria igual a la sumatoria todas sus inercias parciales.

Cant.	Denominaciòn	Inercia (I)
		Kg-m²
1	Eje M	8.637E-05
1	Polea 2.5	1.796E-04
1	Polea 4.5	2.125E-03
	Total	**2.391E-03**

Tabla 4.3 Inercia del eje motor

Elaboración: Propia

4.5.5. CÁLCULO DE POTENCIA (TRANSMISIÒN PRINCIPAL)

Se reemplaza los valores en la ecuación 4.26

$$\alpha = \frac{w}{t}$$

Entonces:

$$w = 9rpm \rightarrow 0.9424\,\frac{rad}{s}$$

$$t = 0.25s \quad \alpha = \frac{0.9424}{0.25s \cdot s}$$

$$\alpha = 3.769\,\frac{rad}{s^2}$$

El torque se determina mediante la ecuación 4.27.

$$T = I \cdot \alpha$$

$$T = 2.47832E-03 \quad Kg-m^2 \cdot 3.769\,\frac{rad}{s^2}$$

$$T = 9.3407\ E-03 \quad [N-m]$$

La potencia está dada por la ecuación 4.28.

$$P_0 = T \cdot w$$

$$P_0 = 9.3407\ E - 03 \cdot 0.9424$$

$$P_0 = 0.0088 \quad [watt]$$

RODILLO MOTRIZ

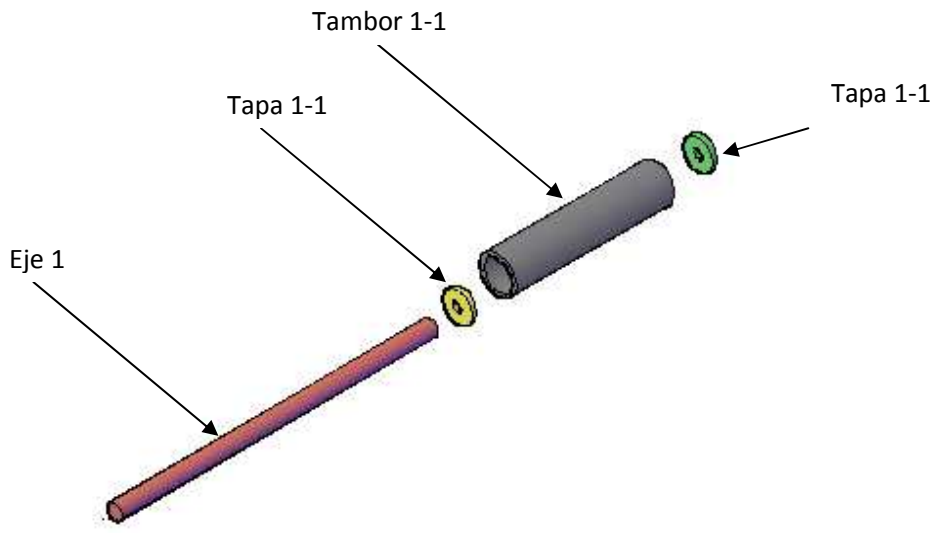


Figura 4.18 Despiece del Rodillo 1

Elaboración: Propia

4.5.5.1. DETERMINACIÓN DE INERCIA DEL EJE 1

Datos:

$$\rho = 7850 \frac{Kg}{m^3}$$

$$l = 0.344m$$

$$d = 0{,}025m$$

Se reemplaza en la ecuación 4.22

$$V = \frac{\pi \cdot (0.025m)^2}{4} \cdot 0.344m$$

$V = 1.689E-04m^3$ → Se reemplaza en la ecuación 4.24.

$$m = 1.689E-04m^3 \cdot 7850\frac{Kg}{m^3}$$

$m = 1.325Kg$ → Se reemplaza en la ecuación 4.20.

$$I = \frac{1.325Kg \cdot (0.020m)^2}{8}$$

$$I = 1.036\,E-04 \quad Kg-m^2$$

4.5.5.2. DETERMINACIÓN DE INERCIA DE LA TAPA 1-1

Datos:

$\rho = 7850\,\frac{Kg}{m^3}$

$l = 0.006m$

$d_{ext} = 0.048m$

$d_{\text{int}} = 0.023m$

Se reemplaza valores en la ecuación 4.20.

$$V = \frac{\pi \cdot [(0.048m)^2 - (0.023m)^2]}{4} \cdot 0.06m$$

$V = 8.365E-06m^3$ → Se reemplaza en la ecuación 4.24.

$$m = 8.365E-06m^3 \cdot 7850\frac{Kg}{m^3}$$

$m = 0.0656\,Kg$ → Se reemplaza en la ecuación 4.21.

$$I = \frac{0.0656\,Kg \cdot [(0.048\,m)^2 + (0.023\,m)^2]}{8}$$
$$I = 2.325\,E-05 \quad Kg - m^2$$

4.5.5.3. DETERMINACIÓN DE LA INERCIA DEL TUBO 1-1 .

$\rho = 7850\frac{Kg}{m^3}$

$l = 0.2m$

$d_{ext} = 0.048\,m$

$d_{\text{int}} = 0.0428\,m$

Se reemplaza valores en la ecuación 4.20

$$V = \frac{\pi \cdot [(0.048m)^2 - (0.0428m)^2]}{4} \cdot 0.2m$$

$V = 7.417E-05m^3$ → Se reemplaza en la ecuación 4.24

$$m = 7.417E-05m^3 \cdot 7850\frac{Kg}{m^3}$$

$m = 0.582\,Kg$ → Se reemplaza en la ecuación 4.21.

$$I = \frac{0.582\,Kg \cdot [(0.048\,m)^2 + (0.0428\,m)^2]}{8}$$
$$I = 3.010\,E-04 \quad Kg - m^2$$

4.5.5.4. DETERMINACIÓN DE LA INERCIA DEL CAUCHO 1

Datos:

$\rho = 1120 \frac{Kg}{m^3}$

$l = 0.2m$

$d_{ext} = 0.08m$

$d_{\text{int}} = 0.048m$

Se reemplaza valores en la ecuación 4.20

$$V = \frac{\pi \cdot [(0.08m)^2 - (0.048m)^2]}{4} \cdot 0.2m$$

$V = 6.434E-04m^3$ → Se reemplaza en la ecuación 4.24

$$m = 6.434E-04m^3 \cdot 1120 \frac{Kg}{m^3}$$

$m = 0.720\,Kg$ → Se reemplaza en la ecuación 4.21.

$$I = \frac{0.720\,Kg \cdot [(0.08m)^2 + (0.048m)^2]}{8}$$

$$I = 7.84E-04 \quad Kg - m^2$$

El momento de inercia total en el rodillo motriz será la sumatoria de todos sus componentes.

Cant.	Denominación	Inercia (I)
		Kg-m²
1	Eje 1	1.036E-04
1	Rodamiento 1-1	2.730E-05
1	Rodamiento 1-2	2.730E-05
1	Tapa 1-1	2.325E-06
1	Tapa 1-1	2.325E-06
1	Tubo 1	3.010E-04
1	Caucho 1	7.840E-04
	Total	1.290E-03

Tabla 4.4 Inercia rodillo motriz

Elaboración: Propia

Se reemplaza los valores en la ecuación 4.26

$$\alpha = \frac{w}{t}$$

Entonces:

$$w = 9rpm \rightarrow 0.9424\,\frac{rad}{s}$$

$$t = 0.25s \quad \alpha = \frac{0.9424}{0.25s \cdot s}$$

$$\alpha = 3.769\,\frac{rad}{s^2}$$

El torque se determina mediante la ecuación 4.27.

$$T = I \cdot \alpha$$

$$T = 1.03637\text{E - }03 \quad Kg - m^2 \cdot 3.769\,\frac{rad}{s^2}$$

$$T = 3..906\ E - 03 \quad [N - m]$$

La potencia está dada por la ecuación 4.28.

$$P_1 = T \cdot w$$

$$P_1 = 3.906\ E - 03 \cdot 0.9424$$

$$P_1 = 0.00368 \quad [watt\ ]$$

Para los rodillos 2,3,4 las inercias serian

Cant.	Denominación	Inercia (I)
		Kg-m²
1	Eje 2	8.730E-05
1	Rodamiento 2-1	2.730E-05
1	Rodamiento 2-2	2.730E-05
1	Tapa 2-1	2.325E-05
1	Tapa 2-2	2.325E-05
1	Tubo 2	3.010E-04
1	Caucho 2	7.840E-04
	Total	1.273E-03

Tabla 4.5 Inercia rodillos 2,3,4

Elaboración: Propia

Se reemplaza los valores en la ecuación 4.26

$$\alpha = \frac{w}{t}$$

Entonces:

$$w = 9rpm \rightarrow 0.9424\ \frac{rad}{s}$$

$$t = 0.25s\ \alpha = \frac{0.9424}{0.25s \cdot s}$$

$$\alpha = 3.769\ \frac{rad}{s^2}$$

El torque se determina mediante la ecuación 4.27.

$$T = I \cdot \alpha$$

$$T = 1{,}03021\text{E - 03} \quad Kg - m^2 \cdot 3.769 \frac{rad}{s^2}$$

$$T = 3.882\, E - 03 \quad [N - m]$$

La potencia está dada por la ecuación 4.28.

$$P_2 = T \cdot w$$

$$P_2 = 3.8822\ E - 03 \cdot 0.9424$$

$$P_2 = 0.00369 \quad [watt\ ]$$

Dado que son 3 cilindros con las mismas características

$$P_{2,3,4} = P_2 \cdot 3$$

$$P_{2,3,4} = 0.00369\ [watt\ ] \cdot 3$$

$$P_{2,3,4} = 0.011\,[watt\ ]$$

$$P_{t(Elementos)} = P_0 + P_1 + P_{2,3,4}[watt]$$

$$P_{t(Elementos)} = 0.0088 + 0.003680 + 0.011[watt]$$

$$P_{t(Elementos)} = 0.02348 \qquad [watt]$$

4.5.5.5. DETERMINACIÓN DE LA INERCIA EN LA CATALINA TENSORA 3

Datos:

$$\rho = 7850\frac{Kg}{m^3}$$

$$l = 0.003m$$

$$d_{ext} = 0.064 \quad m$$

$$d_{\text{int}} = 0.02\,m$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 4.20

$$V = \frac{\pi \cdot [(0.064m)^2 - (0.02m)^2]}{4} \cdot 0.003m$$

$V = 3.48E - 05m^3$ → L Se reemplaza en la ecuación 4.24

$$m = 3.48E - 05m^3 \cdot 7850\frac{Kg}{m^3}$$

$m = 0.2734\,Kg$ → Se reemplaza en la ecuación 4.21.

$$I = \frac{0.0284\,Kg \cdot [(0.064\,m)^2 + (0.02\,m)^2]}{8}$$

$$I = 1.54\,E - 04 \quad Kg - m^2$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 4.26

$$\alpha = \frac{w}{t}$$

Entonces:

$$w = 9rpm \rightarrow 0.9424\,\frac{rad}{s}$$

$$t = 0.25s$$

$$\alpha = \frac{0.9424}{0.25 s \cdot s}$$

$$\alpha = 3.769 \frac{rad}{s^2}$$

El torque se determina mediante la ecuación 4.27.

$$T_3 = I \cdot \alpha$$

$$T_3 = 1{,}54E-04^{\ 2} \quad Kg - m^2 \cdot 3.769 \frac{rad}{s^2}$$

$$T_3 = 5.8E-04 \ [N-m]$$

$$T_3 = 5.92E-05 \ [kgf-m]$$

4.5.5.6. DETERMINACIÓN DE LA INERCIA EN LAS CATALINAS 1,2,4,5

Datos:

$$\rho = 7850 \frac{Kg}{m^3}$$

$$l = 0.003m$$

$$d_{ext} = 0.044\, m$$

$$d_{\text{int}} = 0.02\, m$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 4.20

$$V = \frac{\pi \cdot [(0.044\, m)^2 - (0.02\, m)^2]}{4} \cdot 0.003\, m$$

$V = 3.619E-06m^3$ → Se reemplaza en la ecuación 4.24

$$m = 3.619E-06m^3 \cdot 7850 \frac{Kg}{m^3}$$

$m = 0.0284\,Kg$ → Se reemplaza en la ecuación 4.21.

$$I = \frac{0.0284\,Kg \cdot [(0.044\,m)^2 + (0.02\,m)^2]}{8}$$

$$I = 8.295\,E - 06 \quad Kg - m^2$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 4.26

$$\alpha = \frac{w}{t}$$

Entonces:

$$w = 9rpm \rightarrow 0.9424\,\frac{rad}{s}$$

$$t = 0.25s$$

$$\alpha = \frac{0.9424}{0.25s \cdot s}$$

$$\alpha = 3.769\,\frac{rad}{s^2}$$

El torque se determina mediante la ecuación 4.27.

$$T_{1,} = I \cdot \alpha$$

$$T_{1,} = 8.295\,E - 06^{\;2} \quad Kg - m^2 \cdot 3.769\,\frac{rad}{s^2}$$

$$T_{1,} = 3.13E - 05\ [N - m]$$

4.6. FUERZAS PRESENTES EN LAS CATALINAS

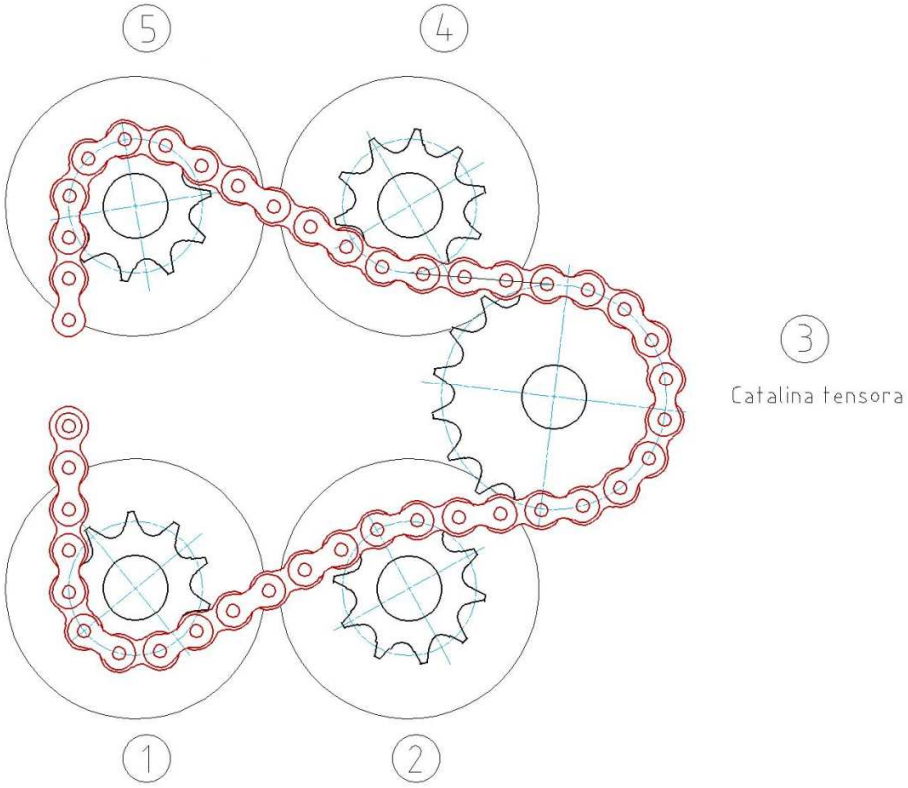


Figura 4.19 Catalinas

Elaboración: Propia

Las catalinas forman parte de las transmisiones por cadenas. El tipo de Catalina debe adaptarse a la cadena utilizada en la transmisión por cadena.

Una cadena es un elemento de trasmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos mediante pasadores. Este diseño permite flexibilidad y permite además que la cadena transmita grandes fuerzas de tensión. Cuando se transmite potencia entre ejes giratorios, la cadena entra en los dientes de las ruedas dentadas denominadas catalinas. La figura muestra una transmisión típica de cadena y catalinas.

La relación de velocidades entre las catalinas conducidas y motriz es de 1:1, esto se debe a que todos los rodillos giran a la misma velocidad.

El cálculo de fuerzas en la transmisión de movimiento por catalinas es de gran importancia en el diseño mecánico ya que nos permite determinar las fuerzas resultantes y momentos que actúan en las mismas.

- La Catalina 1 motriz se encargara de mover al resto de catalinas.
- La Catalina 2,4,5 permiten la transmisión a los rodillos.
- La Catalina 3 es móvil por lo tanto será la encargada de templar a la cadena.

Debido a que la transmisión de movimiento se realiza por cadena de rodillos, las fuerzas producidas por la cadena, son perpendiculares al diámetro de paso de las catalinas.

De acuerdo a las dimensiones; del sistema de transmisión de movimiento por cadena de rodillos, se determinaron los ángulos que se forman entre las Catalina y la cadena. Las fuerzas en la Catalina 1, se calcularán al final debido a que es la Catalina motriz.

4.6.1. CÁLCULO DE FUERZAS EN LA CATALINA 2

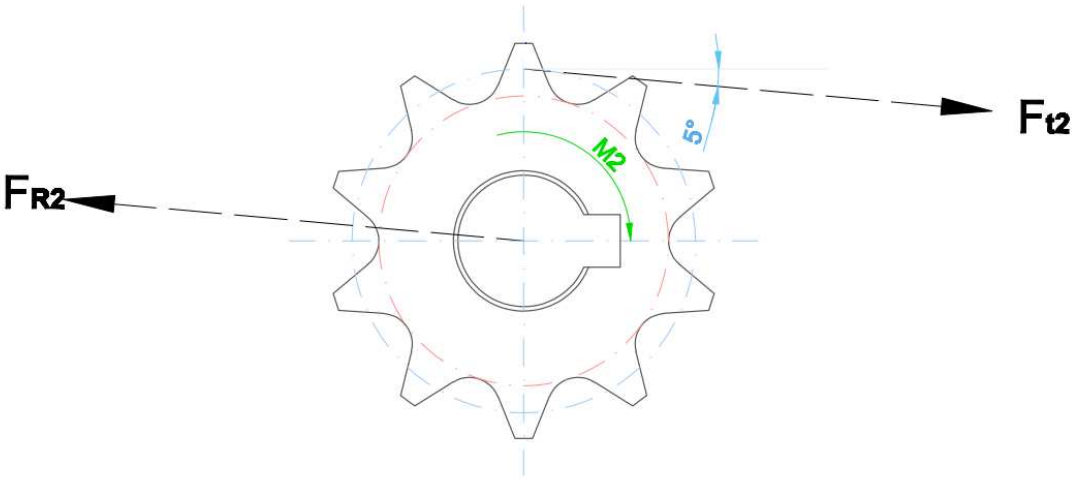


Figura 4.20 Catalina 2

Elaboración: Propia

Para el cálculo de esta Catalina, la fuerza debe ser lo suficientemente grande, como para producir un momento el cual sea capaz de vencer el momento resistente provocado por los chochos pelados.
Para que la Catalina pueda mover el rodillo debe cumplir la siguiente ecuación.

$$M_2 = q_t \cdot r \cdot L$$ **Ecuación (4.29)**

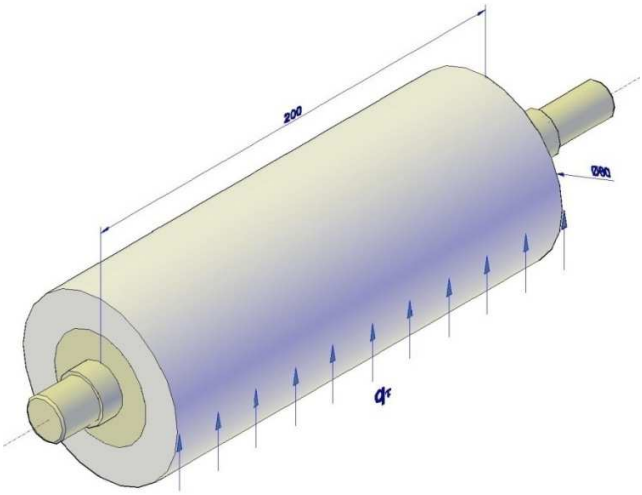


Figura 4.21 Momento generado debido a la carga

Elaboración: Propia

Donde:

(F_{t2})	Fuerza tangencial producida por la catalina	$[kgf]$
(ϕ)	Diámetro de la catalina	$[m]$
(L)	Longitud del rodillo	$[m]$
(q_t)	Esfuerzo unitario de corte	$\left[\frac{kgf}{m}\right]$

El momento producido en la Catalina es:

$$M_2 = F_{t2} \cdot \frac{\phi_c}{2}$$ **Ecuación (4.30)**

Remplazando las ecuaciones 4.34 y 4.35 se obtiene la fuerza generada por

la Catarina 0 , necesaria para mover la Catalina 2.

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot q_t \cdot r \cdot L}{\phi_c}$$ **Ecuación (4.31)**

Remplazando los datos en la ecuación 4.36 se obtiene :

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot q_t \cdot r \cdot L}{\phi_c}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot q_t \cdot r \cdot L}{\phi_c}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 157.02 \frac{kg}{m} \cdot 0.03m \cdot 0.2m}{0.044m}$$

$$F_{t2} = 42.82 \ [Kgf]$$

$$M_2 = F_{t2} \cdot \frac{\phi_c}{2} + T_2$$

$$M_2 = 42.82 \cdot \frac{0.044}{2} + 3.19E-06 \quad [kg-m]$$

$$M_2 = 0.942 \, [Kgf - m]$$

Aplicando la sumatoria de fuerzas y de acuerdo al grafico se determina el valor de las componentes de la fuerza resultante para esta catalina.

$$\sum_{FY} = 0$$

$$(F_{R2})_y - F_{t2} \cdot sen(5°) = 0$$

$$(F_{R2})_y = 42.82 \cdot sen(5°)$$

$$(F_{R2})_Y = 3.73 [Kgf]$$

$$\sum_{FZ} = 0$$

$$-(F_{R2})_Z + F_{t2} \cdot \cos(5°) = 0$$

$$(F_{R2})_Z = 42.82\cos(5°) = 0$$

$$(F_{R2})_Z = 42.65[Kgf]$$

4.6.2. CALCULO DE FUERZAS EN LA CATALINA 3

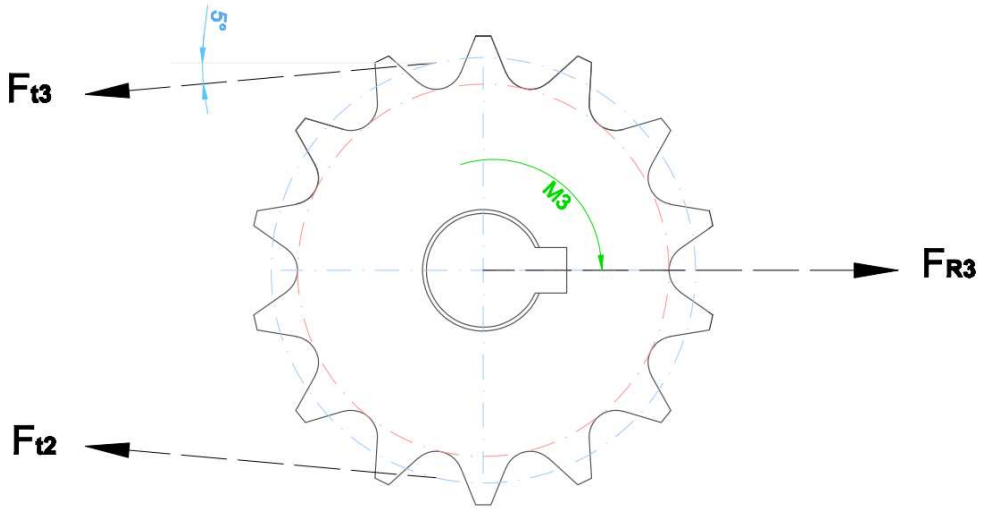


Figura 4.22 Catalina 3

Elaboración: Propia

Para determinar las fuerzas, se asume que el momento generado en esta Catalina es igual a cero, por lo tanto, la fuerza tangencial necesaria para mover a la Catalina 2 es igual a la fuerza tangencial producida por la Catalina 3.

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot q_t \cdot r \cdot L}{\phi_c}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot q_t \cdot r \cdot L}{\phi_c} + F_{t2}$$

$$F_{t3} = 0 + F_{t2}$$

Por tanto:

$$F_{t3} = F_{t2}$$

El momento torsor producido por la Catalina es :

$$M_3 = (F_{t2} - F_{t3}) \cdot \frac{\phi_c}{2} + T_3$$

$$M_3 = (0) \cdot \frac{\phi_c}{2} + 5.92\,E - 05$$

$$M_3 = 5.92\ E - 05 \quad [kgf - m]$$

$$\sum_{FY} = 0$$

$$(F_{R3})_y + F_{t2} \cdot sen(5°) - F_{t3} \cdot sen(5°) = 0$$

$$(F_{R3})_y = 0$$

$$\sum_{FZ} = 0$$

$$(F_{R3})_Z - \{F_{t2} + F_{t3}\} \cdot \cos(5°) = 0$$

$$(F_{R3})_Z = 2 \cdot 42.82 \cos(5°) = 0$$

$$(F_{R3})_Z = 85.31[Kgf]$$

4.6.3. CÁLCULO DE FUERZAS EN LA CATALINA 4.

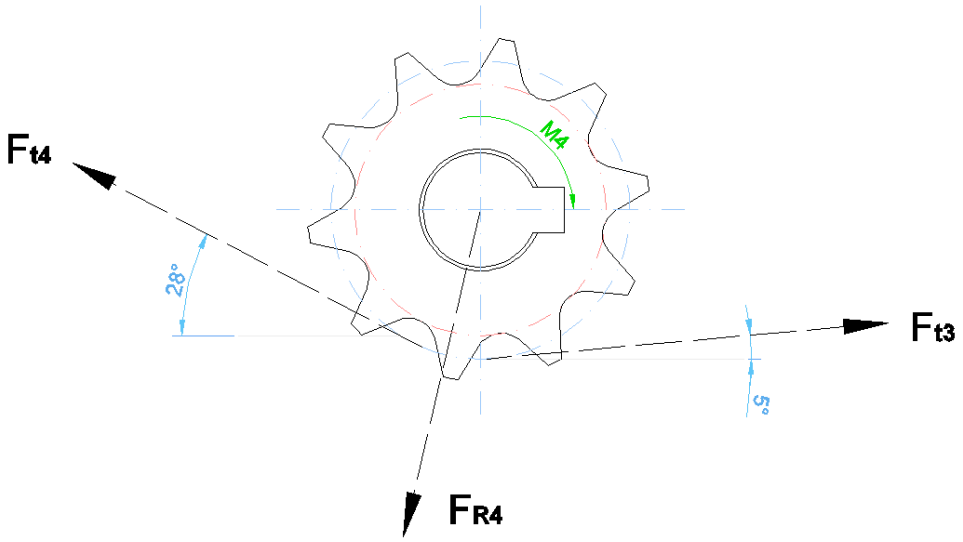


Figura 4.23 Catalina 4

Elaboración: Propia

La fuerza aplicada en esta Catalina debe ser lo suficiente, como para mover al rodillo y vencer al momento resistente producido por los chochos.

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot q_t \cdot r \cdot L}{\phi_c}$$

$$F_{t4} = \frac{2 \cdot q_t \cdot r \cdot L}{\phi_c} + F_{t3}$$

Combinado las ecuaciones 4. Y 4. Se obtiene la fuerza necesaria para mover a la Catalina 3

$$F_{t4} = 2 \cdot F_{t3}$$

$$F_{t4} = 2 \cdot 42.82 \quad [Kgf]$$

$$F_{t4} = 85.64 \quad [Kgf]$$

$$M_4 = (F_{t4} - F_{t3}) \cdot \frac{\phi_c}{2} + T_4$$

$$M_4 = (85.64 - 42.82) \cdot \frac{0.044}{2} + 3.19E-06 \quad [kg-m]$$

$$M_4 = 0.94 \quad [Kgf-m]$$

$$\sum_{FY} = 0$$

$$-(F_{R4})_y + F_{t3} \cdot sen(5°) - F_{t4} \cdot se(28°) = 0$$

$$-(F_{R4})_y + 42.82 \cdot sen(5°) + 85.64 \cdot sen(28°) = 0$$

$$(F_{R4})_y = 43.94 \quad [Kgf]$$

$$\sum_{FZ} = 0$$

$$-(F_{R4})_Z - F_{t4} \cdot \cos(28°) + F_{t3} \cdot \cos(5°) = 0$$

$$-(F_{R4})_Z - 85.64 \cdot \cos(28°) + 42.82 \cdot \cos(5°) = 0$$

$$(F_{R4})_Z = -32.95 \quad [Kgf]$$

4.6.4. CALCULO DE FUERZAS EN LA CATALINA 5

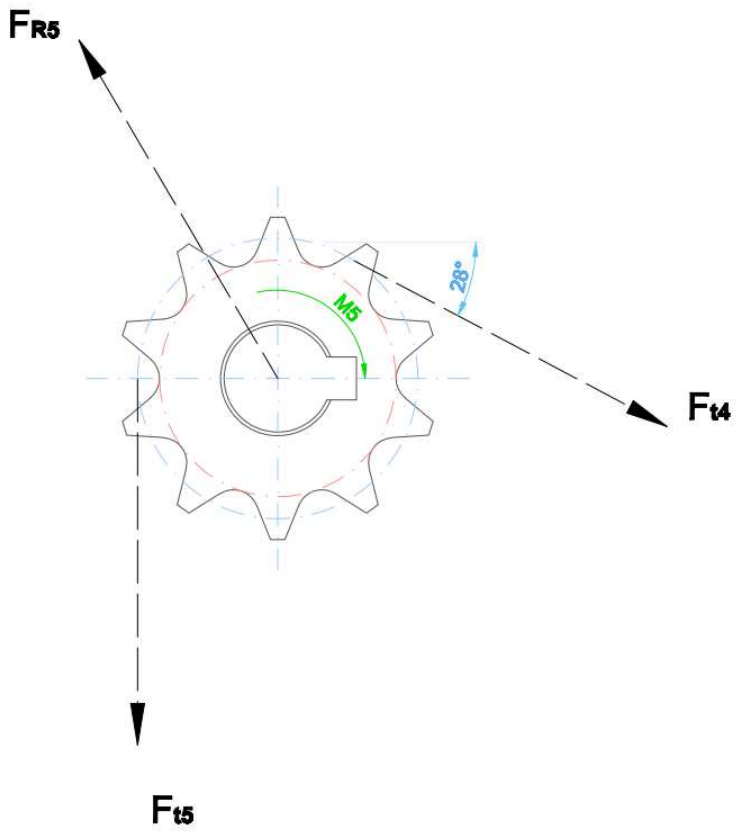


Figura 4.24 Catalina 5

Elaboración: Propia

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot q_t \cdot r \cdot L}{\phi_c} + F_{t4}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot q_t \cdot r \cdot L}{\phi_c}$$

$$F_{t4} = 2 \cdot F_{t3}$$

La fuerza generada por la catalina 1 necesaria para mover a las catalinas 0,2,3,4 es la siguiente

$$F_{t5} = 3 \cdot F_{t3}$$

$$F_{t5} = 3 \cdot 42.82$$

$$F_{t5} = 128.46 \quad [Kgf]$$

$$M_5 = (F_{t5} - F_{t4}) \cdot \frac{\phi_c}{2} + T_5$$

$$M_5 = (128.46 - 85.64) \cdot \frac{0.044}{2} + 3.19E-06 \quad [kg-m]$$

$$M_5 = 0.94[Kgf-m]$$

$$\Sigma_{FY} = 0$$

$$(F_{R5})_y - F_{t5} - F_{t4} sen\,(28°) = 0$$

$$(F_{R5})_y - 128.46 - 85.64 sen(28°) = 0$$

$$(F_{R5})_y = 168.67\,[Kgf]$$

$$\Sigma_{FZ} = 0$$

$$-(F_{R5})_Z + F_{t4} \cdot \cos(28) = 0$$

$$-(F_{R5})_Z + 85.64 \cdot \cos(28) = 0$$

$$(F_{R5})_Z = 75.61\,[Kgf]$$

4.6.5. CALCULO DE FUERZAS EN LA CATALINA 1

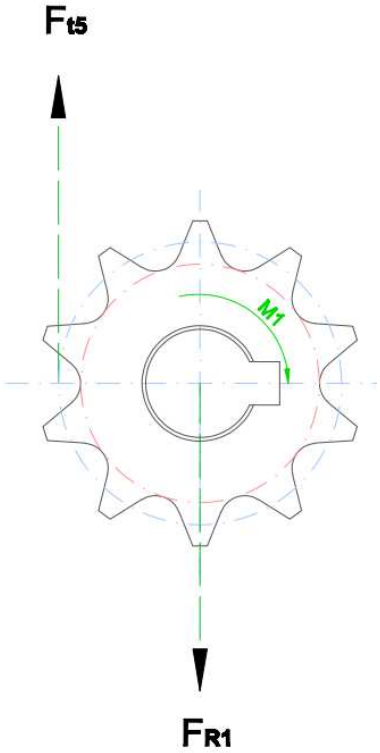


Figura 4.25 Catalina 1

Elaboración: Propia

$$M_1 = F_{t5} \cdot \frac{\phi_c}{2} + T_1$$

$$M_1 = 128.46 \cdot \frac{0.044}{2} + 3.19E-06 \quad [kg-m]$$

$$M_1 = 2.83[Kgf-m]$$

$$\sum_{Fy} = 0$$

$$-(F_{R1})_y + F_{t5} = 0$$

$$(F_{R1})_y = F_{t5}$$

$$F_{R1} = 128.46[Kgf]$$

El momento total que necesita la transmisión por poleas para poder mover los cuatro rodillos seria:

$$\Sigma M_x = 0$$

$$M_T = 2.83kg - m + 157.02\frac{kg}{m} \cdot 0.04m \cdot 0.2m$$

$$M_T = 4.08\,kg - m$$

$$M_T = 39.98\,N - m$$

$$P_{T(C\arg a)} = M_T \cdot w$$

$$P_{T(C\arg a)} = 39.98 \cdot 0.9424$$

$$P_{T(C\arg a)} = 37.68[watt]$$

$$P_{T(\mathrm{Re}\,querida)} = P_{T(elementos)} + P_{T(C\arg a)}$$

$$P_{T(\mathrm{Re}\,querida)} = 0.02348 + 37.68[watt]$$

$$P_{T(\mathrm{Re}\,querida)} = 37.7[watt]$$

4.7. CARGAS Y MOMENTOS PRESENTES EN LOS EJES

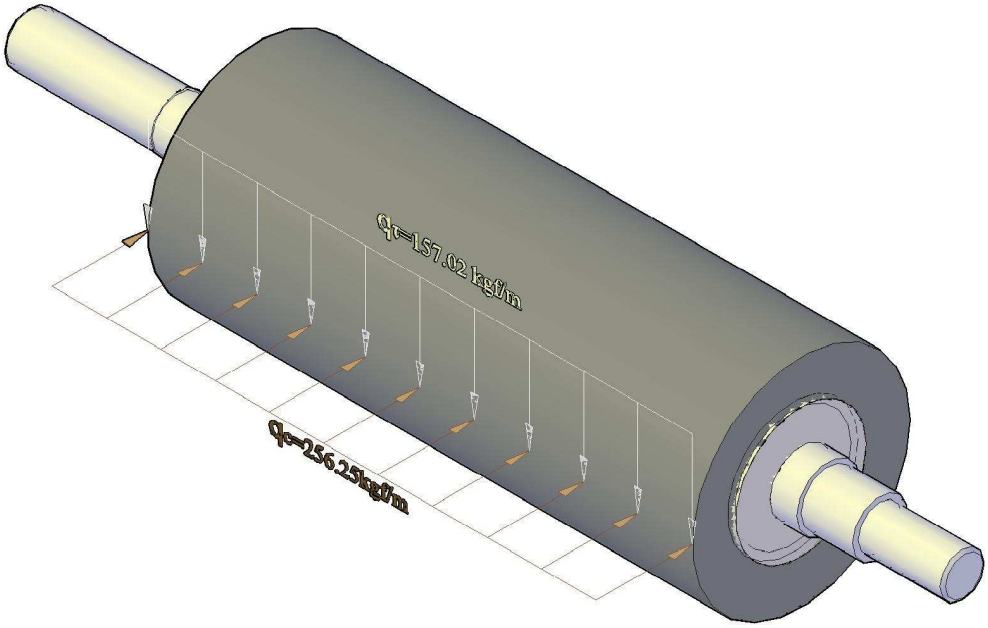


Figura 4.2 Distribución de esfuerzos sobre rodillo

Realizando un diagrama de cuerpo libre y aplicando las condiciones de equilibrio en el plano X-Y y X-Z se obtienen los siguientes resultados.

4.7.1. CÁLCULO DE REACCIONES EN EL EJE Y-X (CILINDRO HUECO)

4.7.1.1. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

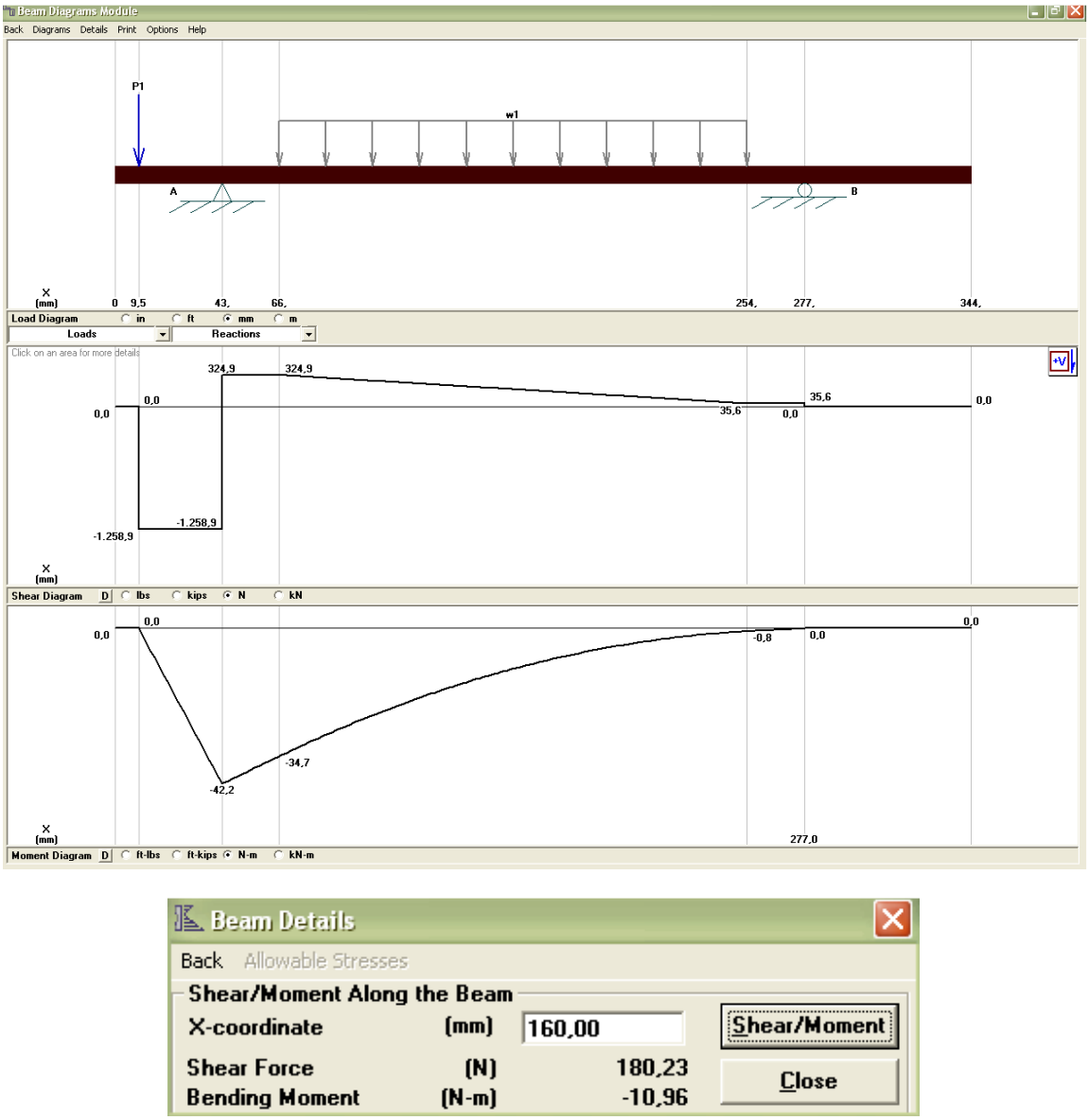


Figura 4.26 Fuerza cortante y Momento Flector plano y-x

Elaboración: Propia

REACCIONES

$$R_{Ay} = 1583.77N$$

$$R_{By} = 35.58N$$

4.7.2. CÁLCULO DE REACCIONES EN EL EJE Z-X

4.7.2.1. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

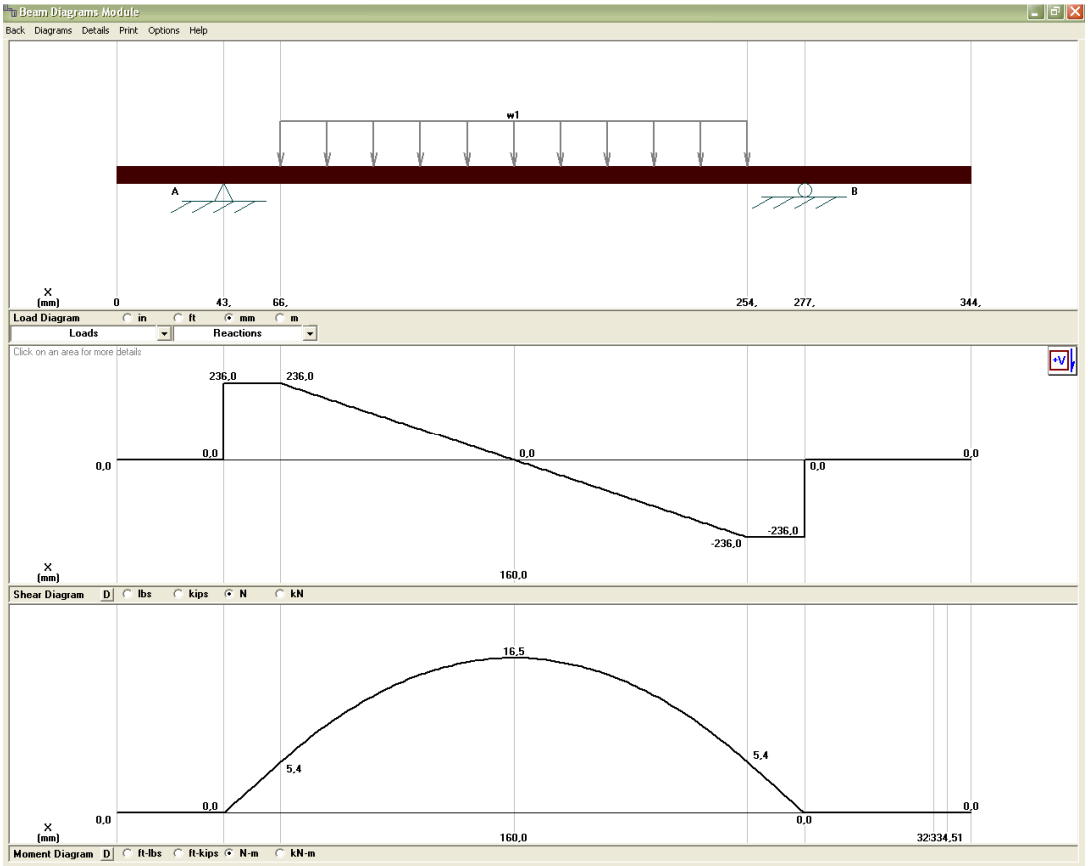


Figura 4.27 Fuerza cortante y Momento Flector plano z-x

Elaboración: Propia

REACCIONES

$$R_{Az} = 236.03\text{N}$$

$$R_{Bz} = 236.03\text{N}$$

4.7.3. CILINDRO HUECO

El punto crítico en este elemento es el punto medio dado que es el que soporta las cargas máximas.

Esfuerzo máximo a flexión

$$\sigma_x = \frac{M}{I/C} \qquad \textbf{Ecuación (4.37)}$$

Siendo:

(M)	Desviación estándar	$[N.m]$
($\frac{I}{c}$)	Módulo de la sección	$[m^3]$
(σ_x)	Esfuerzo por flexión	$[Pa]$

4.7.3.1. MOMENTO FLECTOR RESULTANTE

$$M = \sqrt{(M_{yx})^2 + (M_{zx})^2} \qquad \textbf{Ecuación (4.38)}$$

Siendo:

(M)	Momento resultante	$[N.m]$
(M_{yx})	Momento en eje y	$[N.m]$
(M_{zx})	Momento en eje y	$[N.m]$

$$M = \sqrt{(10.96N - m)^2 + (16.5N - m)^2}$$

$$M = 19.8N - m \quad = 2.02kg - m$$

$$I = \frac{\pi}{64}(D_{ext}{}^{4} - d_{\text{int}}{}^{4})$$

$$I = \frac{\pi}{64}(0.048^{4} - 0.0428^{4})$$

$$I = 9.59E-08 \;\; m^{4}$$

$$\sigma_{x} = \frac{M}{I/C}$$

$$\sigma_{x} = \frac{2.02kg-m}{\frac{9.59E-08m^{4}}{0.024m}}$$

$$\sigma_{x} = 5.06E+05 \;\; [\frac{kgf}{m^{2}}]$$

$$\sigma_{x} = 0.718 \;\; [\frac{klb}{p\lg^{2}}]$$

$$J = \frac{\pi}{32}(D_{ext}{}^{4} - d_{\text{int}}{}^{4})$$

$$J = \frac{\pi}{32}(0.048^{4} - 0.0428^{4})$$

$$J = 1.92E-07 \;\; m^{4}$$

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J}$$

Siendo

(T **)**	Momento Torsor	$[N.m]$
(r **)**	Radio del eje	$[m]$
(J **)**	Momento polar de Inercia	$[m^{4}]$
(τ **)**	Esfuerzo por Torsión	$[Pa]$

$$\tau = \frac{3.46kg-m \cdot 0.024m}{1.92E-07m^{4}}$$

$$\tau = 4.33E+05 \;\; [\frac{kgf}{m^{2}}]$$

$$\tau = 0.61 \ [\frac{klb}{p\lg^2}]$$

$$\sigma eq = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$ **Ecuación (4.39)**

(σ_{eq}) Esfuerzo equivalente [Pa]

(σ) Esfuerzo por flexión [Pa]

(τ) Esfuerzo por Torsión [Pa]

$$\sigma eq = \sqrt{0.718^2 + 3 * 0.61^2}$$

$$\sigma eq = 1.277 kpsi$$

FACTOR DE SEGURIDAD

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma eq}$$ **Ecuación (4.40)**

Siendo:

(n_s) Factor de seguridad [Pa]

(S_y) Esfuerzo permisible [Pa]

(σ_{eq}) Esfuerzo equivalente [Pa]

$$n_s = \frac{40}{1.277}$$

$$n_s = 31.32$$

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$ **Ecuación (4.41)**

$$\sigma_m = \sqrt{3\tau_{xy}{}^2}$$

Siendo:

(σ_m) Esfuerzo medio. $[Pa]$

(τ_{xy}) Esfuerzo por Torsión. $[Pa]$

$$\sigma_m = \sqrt{3 \cdot (0.61)^2}$$

$$\sigma_m = 1.05 kpsi$$

$$\sigma_a = \sigma_x = 0.718 kpsi$$

4.7.3.2. DISEÑO DINÁMICO

La ecuación de Marin puede escribirse como.

$$s_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot s_e'$$

4.7.3.3. FACTOR DE SUPERFICIE k_a

El acero Inoxidable 304 tiene un S_{ut} de 82.4Ksi[47]

$$s'_e = 0.5 \cdot S_{ut}$$

$$s'_e = 0.5 \cdot 84.2 ksi$$

$$s'_e = 41.2 ksi$$

$$k_a = a \cdot S_{ut}^{\ b}$$

[47] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8 va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, Pàg. 1023

Acabado superficial	A			Coeficiente de variación, C
	kpsi	MPa	b	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.086	0.120
Maquinado o laminado en frio	2.67	4.45	-0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5	56.1	-0.719	0.110
Como sale de forja	39.8	271	-0.995	0.145

Tabla 4.6 parámetros en el factor de la condición superficial de marin.

4.7.3.4. FACTOR DE TAMAÑO k_b

Los resultados para flexión y torsión se expresan como:

$$(d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107}$$

$$k_b = \begin{cases} (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & \rightarrow 2.79 \leq d \leq 51mm \\ 0.859 - 0.000837d & \rightarrow 51 < d \leq 254mm \end{cases}$$

4.7.3.5. FACTOR DE CARGA k_c

Para obtener el limite de resistencia a la fatiga correspondiente a una confiabilidad se aplica la ecuación

$$k_c = 1 - 0.08\varsigma_r$$

Donde

(ς_r**)** Desviación estándar

De la ecuación anterior se obtiene la siguiente tabla, para la variable estandarizada ς_r correspondiente a las diversas confiabilidades que se requiere en el diseño junto con el valor de confiabilidad k_c.

Factores de confiabilidad correspondiente a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga.

Confiabilidad R	Variable estandarizada z_r	Factor de confiabilidad k_c
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.9999	3.719	0.702
0.99999	4.265	0.659
0.999999	4.753	0.620

Tabla 4.7 Factores de confiabilidad

4.7.3.6. FACTOR DE TEMPERATURA k_d

Se obtiene de la siguiente relación:

$$k_d = \begin{cases} 1.0 & T \leq 450^o C (840^o F) \\ 1 - 5.8(10)^{-3}(T - 450) & 450^o C < T \leq 550^o C \\ 1 - 3.2(10)^{-3}(T - 840) & 840^o F < T \leq 1020^o F \end{cases}$$

4.7.3.7. FACTOR DE EFECTOS DE CONCENTRACIÒN DE ESFUERZOS k_e.

Existe un factor de concentración de esfuerzos, teórico (k_t) o geométrico (k_{t5}), que se utiliza para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el nominal.

Estos factores son:

$$k_t = \frac{\sigma \max}{\sigma_0}$$

$$k_{ts} = \frac{\tau \max}{\tau_0}$$

Donde k_t se utiliza para esfuerzos normales y k_{ts} para los cortantes. Los factores dependen únicamente de la configuración geométrica del elemento mecánico. El factor de modificación de concentración de esfuerzo se define con la siguiente relación:

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Donde:

(q) Sensibilidad a la muesca - Anexo

(k_t) Anexo

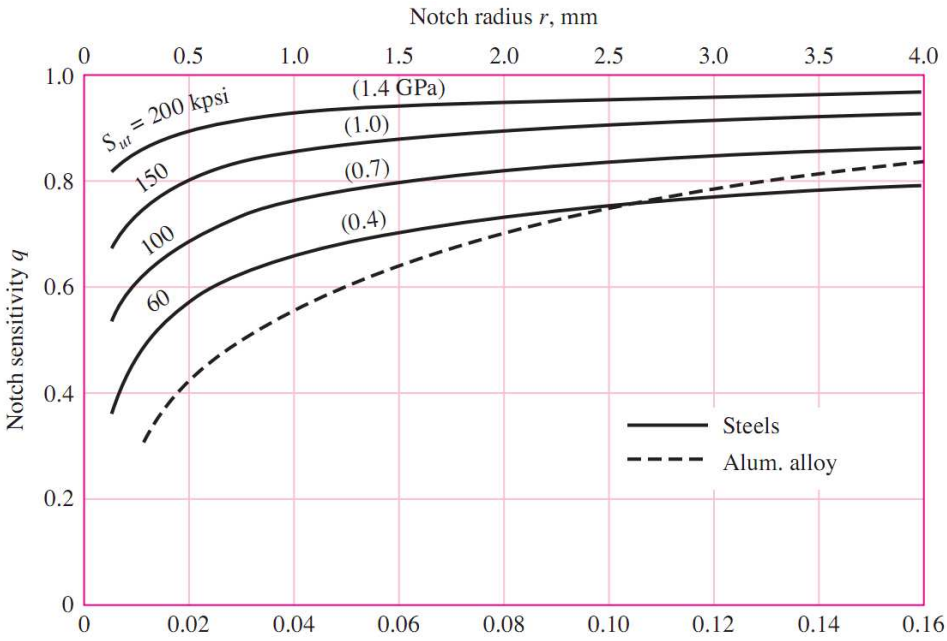


Figura 4.28 Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a cargas flexionantes o axilares invertidas alternativamente.

Se calcula las constantes k

a = 14.5

b= -0.719

k_a=0.73

k_b=0.67

k_c=0.5

k_d =1

k_e=1

Se reemplaza en la ecuación

$$s_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot s_e'$$

$$s_e = 10.1 kpsi$$

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e}}$$

$$n = \frac{1}{\frac{1.05}{82.4} + \frac{0.718}{10.1}}$$

$$n = 11.8$$

4.8. REACCIONES SOBRE EL EJE MOTRIZ EN EL PLANO X-Y

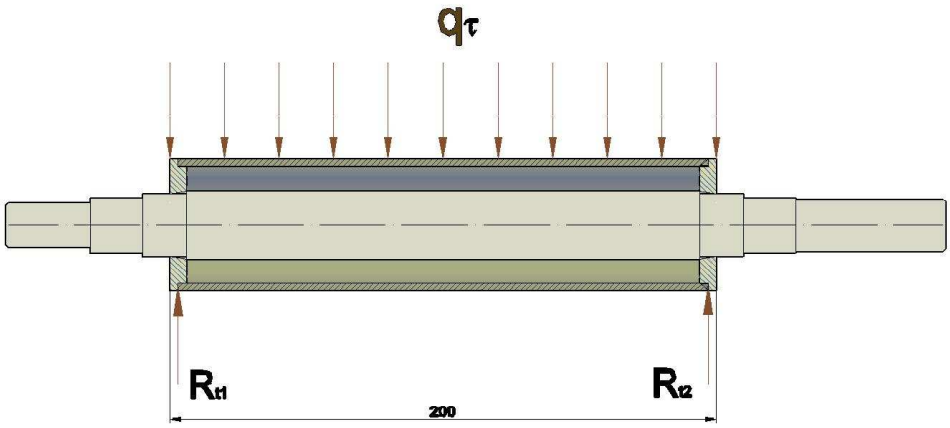


Figura 4.6 Diagrama de cuerpo libre en plano X-Y

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{t1} = R_{t2} = \frac{q_t \cdot L}{2}$$

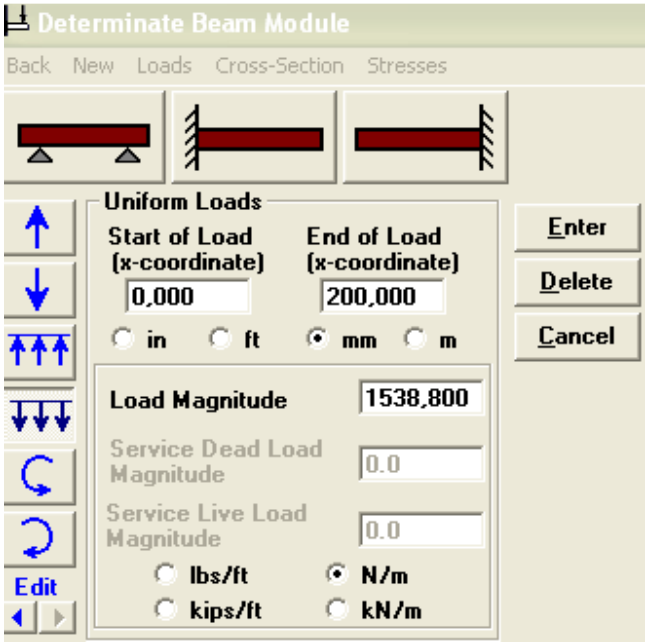
Siendo:

(R_{t1}) Reacción en el plano x-y.

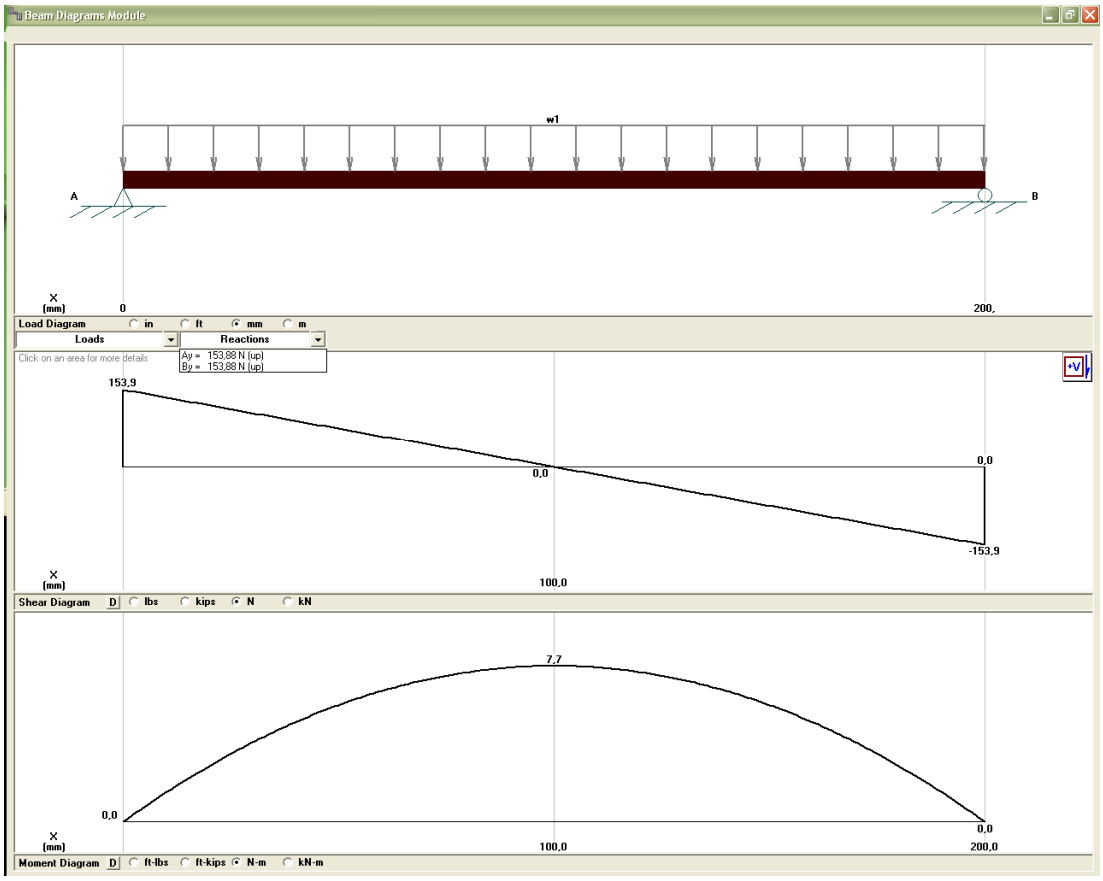
(R_{t2}) Reacción en el plano x-y

$$R_{t1} = R_{t2} = \frac{157.02\frac{kgf}{m} \cdot 0.2m}{2}$$

$$R_{t1} = R_{t2} = 15.702kg => 153.88N$$



4.8.1.1. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR



Reacciones sobre el eje motriz en el plano X-Z

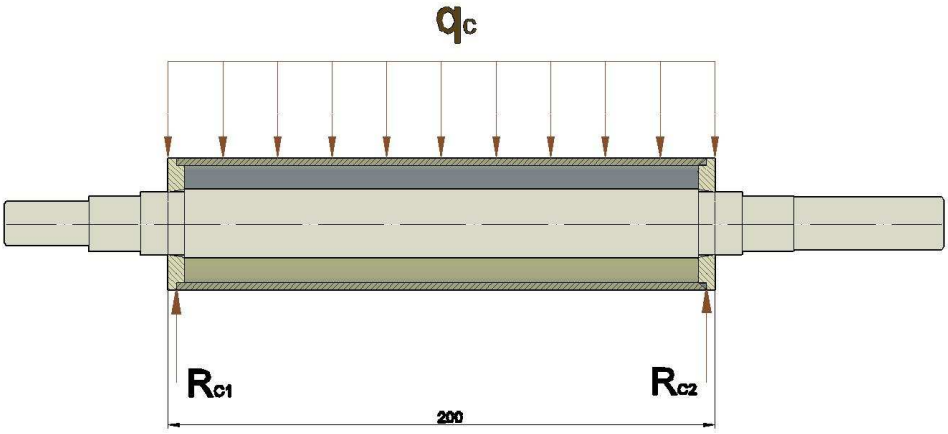


Figura 4.3 Diagrama de cuerpo libre en eje X-Z

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{c1} = R_{c2} = \frac{q_c \cdot L}{2}$$

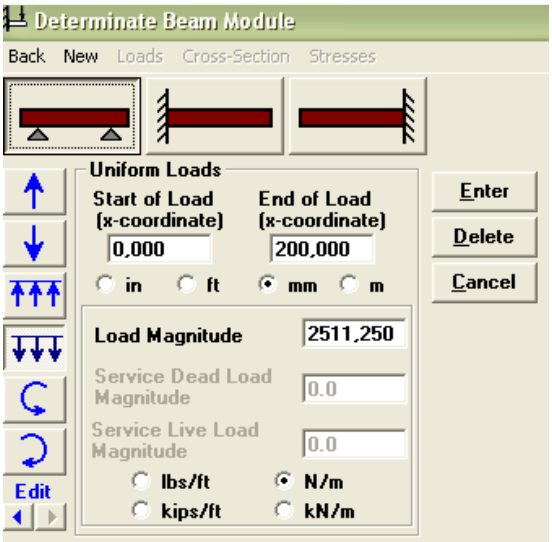
Siendo:

(R_{c1}) Reacción en el plano x-y.

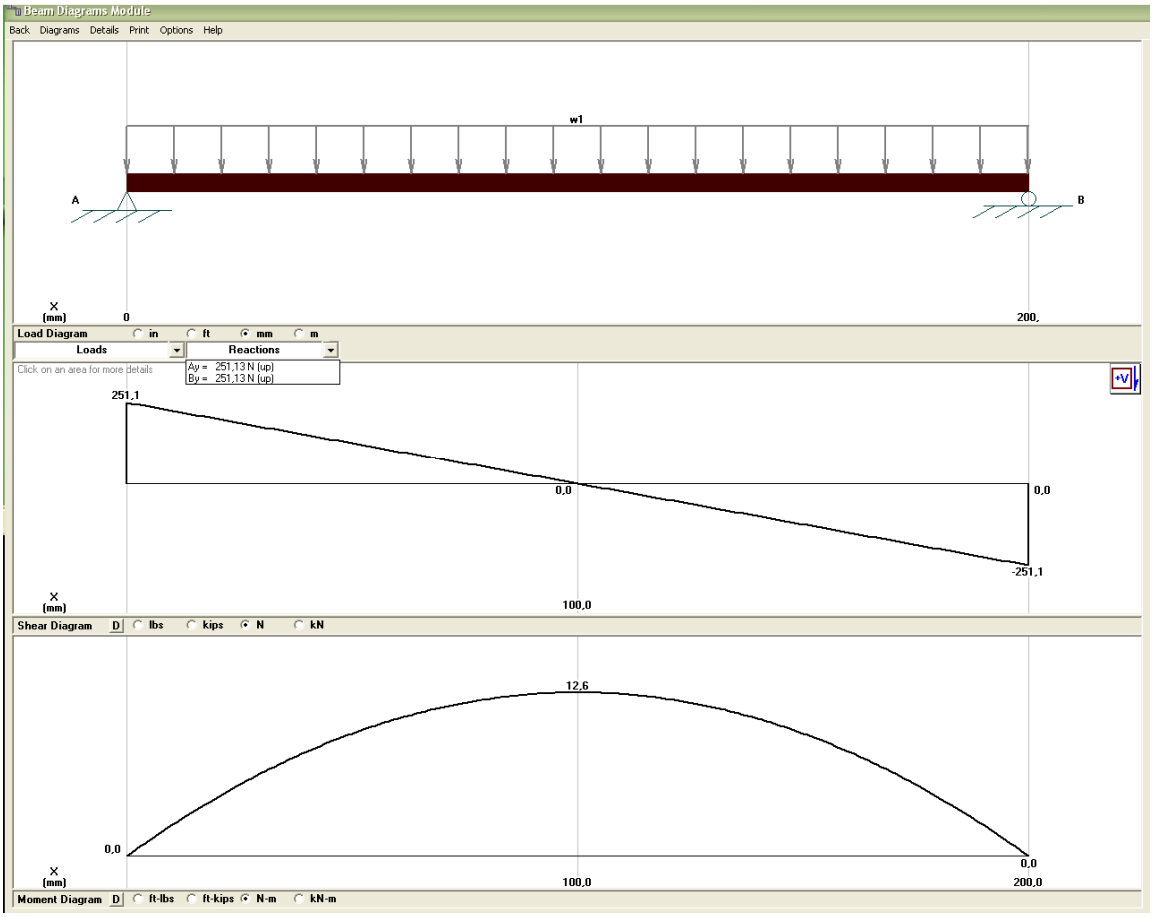
(R_{c2}) Reacción en el plano x-y

$$R_{c1} = R_{c2} = \frac{256.25\frac{kgf}{m} \cdot 0.2m}{2}$$

$$R_{c1} = R_{c2} = 25.625kg => 251.125N$$



4.8.1.2. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR



4.8.2. CALCULO DE REACCIONES EN EL EJE Y-X (EJE MOTRIZ)

4.8.2.1. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

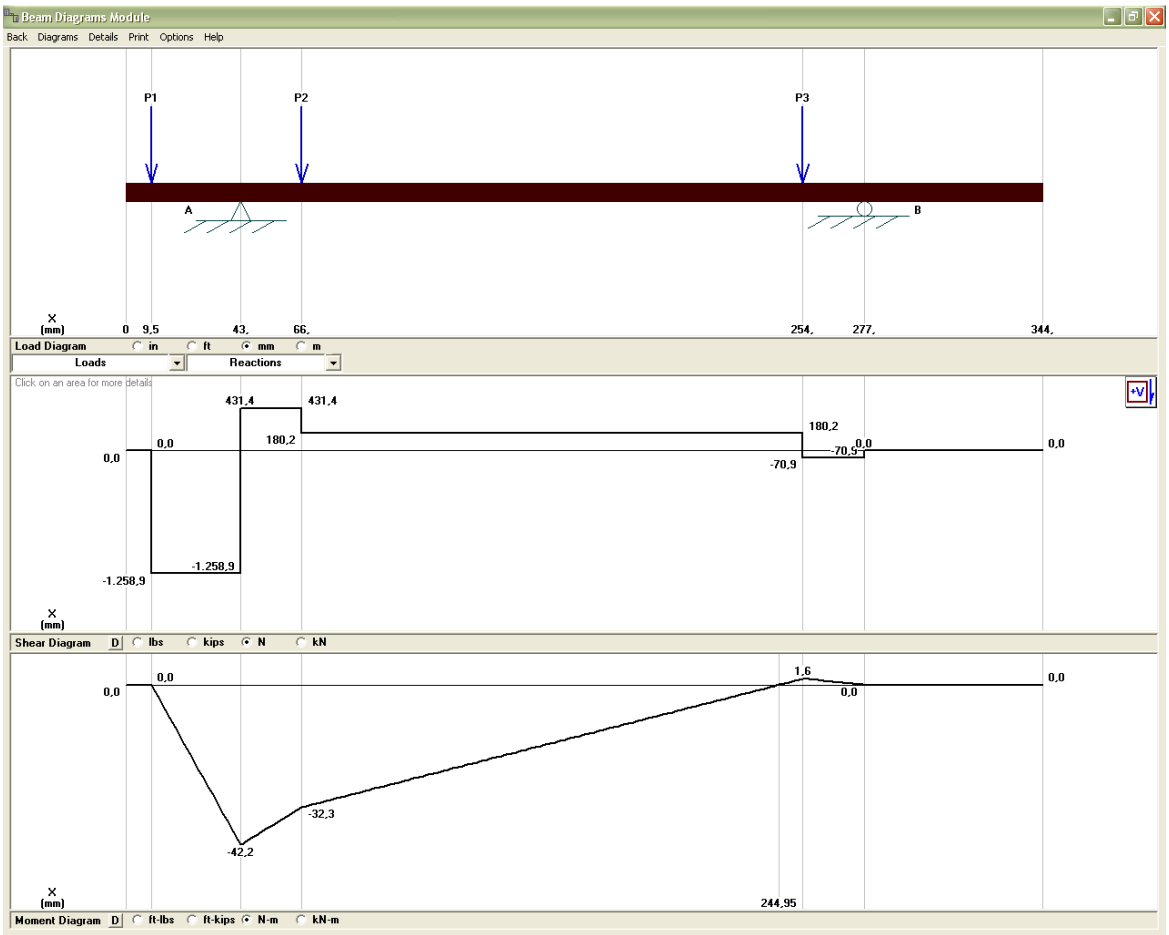


Figura 4.29 Fuerza cortante y Momento Flector plano y-x

Elaboración: Propia

REACCIONES

$$R_{Ay} = 1690.25\text{N}$$

$$R_{By} = 70.9\text{ N}$$

4.8.3. CALCULO DE REACCIONES EN EL EJE Z-X

4.8.3.1. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

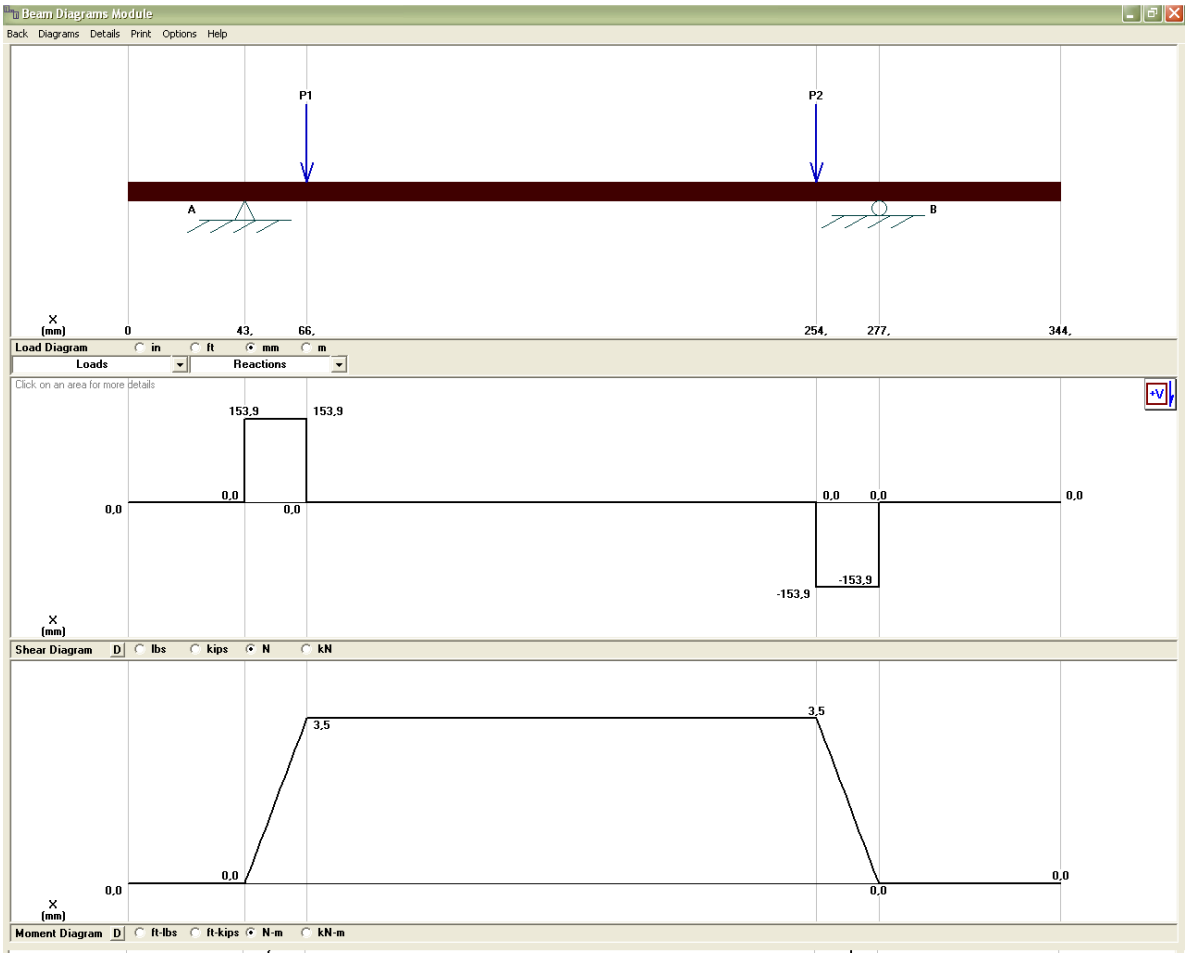


Figura 4.30 Fuerza cortante y Momento Flector plano z-x

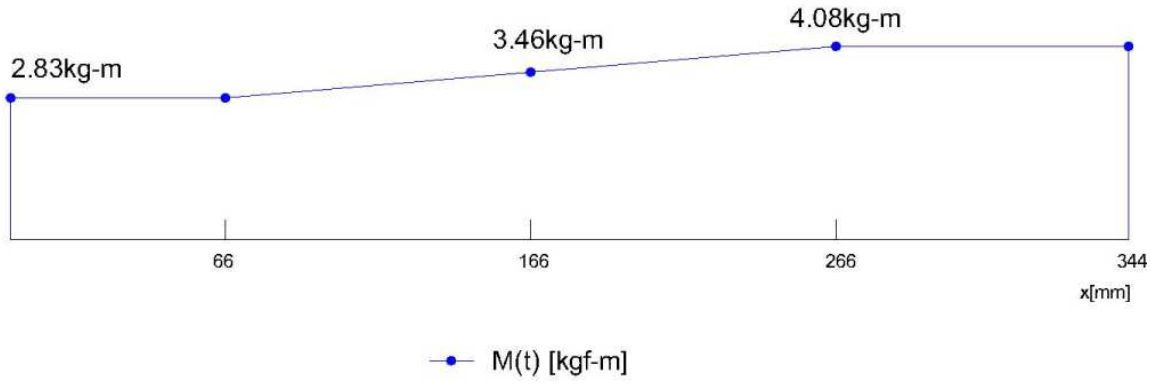
Elaboración: Propia

REACCIONES

$$R_{Az} = 153.88\text{N}$$

$$R_{Bz} = 153.88\text{N}$$

MOMENTO TORSOR



4.8.4. ALMA DEL RODILLO

$$M = \sqrt{(42.2N - m)^2 + (3.5)^2}$$

$$M = 42.34N - m \quad = 4.32kg - m$$

$$I = \frac{\pi}{64}(D^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64}(0.02^4)$$

$$I = 7.85E - 09 \quad m^4$$

$$\sigma_x = \frac{M}{I/C}$$

$$\sigma_x = \frac{4.32kg - m}{\frac{7.85E - 09m^4}{0.01m}}$$

$$\sigma_x = 5.5E + 06[\frac{kgf}{m^2}]$$

$$\sigma_x = 7.815[\frac{klb}{p\lg^2}]$$

$$J = \frac{\pi}{32}(D^4)$$

$$J = \frac{\pi}{32}(0.02^4)$$

$$J = 1.57E-08 \quad m^4$$

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J}$$

$$\tau = \frac{2.83kg-m \cdot 0.01m}{1.57E-08m^4}$$

$$\tau = 1.08E+06[\frac{kgf}{m^2}]$$

$$\tau = 2.56[\frac{klb}{p\lg^2}]$$

Donde:

(T)	Momento Torsor	$[N-m]$
(r)	Radio del eje	$[m]$
(J)	Momento polar de Inercia	$[m^4]$
(τ_{xy})	Esfuerzo por Torsión	$[Pa]$

$$\sigma eq = \sqrt{\sigma_x^{\ 2} + 3\tau_{xy}^{\ 2}}$$

$$\sigma eq = \sqrt{7.815^2 + 3 \cdot 2.56^2}$$

$$\sigma eq = 8.99kpsi$$

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma eq}$$

$$n_s = \frac{124}{8.99}$$

$$n_s = 13.7$$

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

$$\sigma_m = \sqrt{3\tau_{xy}^{\ 2}}$$

$$\sigma_m = \sqrt{3 \cdot (2.56)^2}$$

$$\sigma_m = 4.43 kpsi$$

$$\sigma_a = \sigma_x = 7.815 kpsi$$

4.8.4.1. DISEÑO DINÁMICO

La ecuación de Marin puede escribirse como.

$$s_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot s_e'$$

4.8.4.2. FACTOR DE SUPERFICIE k_a

El acero 4340 tiene un S_{ut} de 140Ksi[48]

$$s'_e = 0.5 \cdot S_{ut}$$

$$s'_e = 0.5 \cdot 140 ksi$$

$$s'_e = 70 ksi$$

Se calcula las constantes k

a = 14.5

b= -0.719

k_a=0.73

k_b=0.67

k_c=0.5

[48] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8 va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, Pàg. 1023

k_d =1

k_e =1

Se reemplaza en la ecuación

$$s_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot s_e'$$

$$s_e = 17.11 kpsi$$

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e}}$$

$$n = \frac{1}{\frac{4.43}{49.5} + \frac{7.815}{17.11}}$$

$$n = 2.03$$

El factor de seguridad es 2.03>1.5 por lo tanto esta dentro de los parámetros recomendados en shigley.

4.8.5. SOLDADURA EN LAS TAPAS

Dado que el rodillo motriz es el que presenta las mayores cargas y momentos, se lo utilizara como base para el cálculo de soldaduras. Este rodillo consta de dos tapas una en cada lado como los muestra la figura 4.31

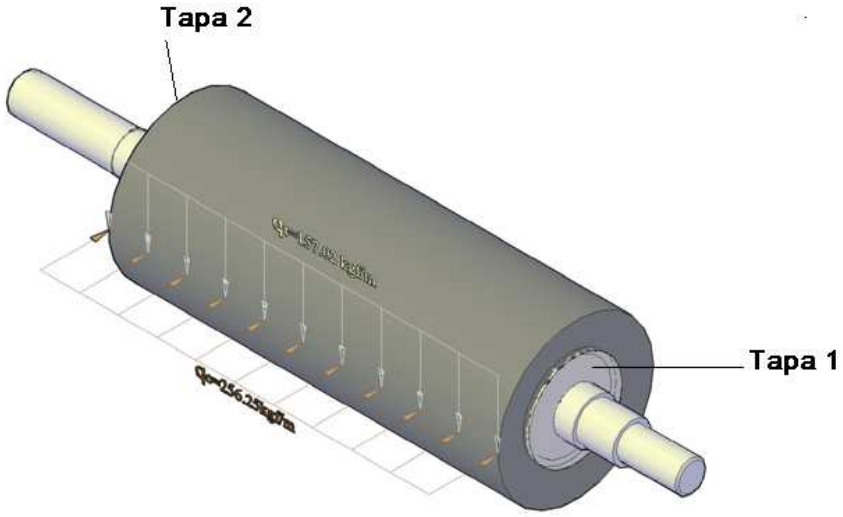


Figura 4. 31 Fuerzas generadas por la transmisión

Elaboración: Propia

Las tapas se encuentran soldadas en el diámetro exterior de la misma, junto con el cilindro hueco.

El momento flector resultante se calcula de acuerdo a la siguiente ecuación

$$M = \sqrt{M_{yx}^{\ 2} + M_{zx}^{\ 2}}$$

$$M = \sqrt{(32.3N - m)^2 + (3.5)^2}$$

$$M = 32.39N - m \quad = 3.30kg - m$$

4.8.5.1. FACTOR DE SEGURIDAD POR FALLA ESTÁTICA PARA EL METAL DE SOLDADURA.

Para el cálculo del módulo de inercia de la sección transversal, se utiliza la siguiente ecuación.

$$I = 0.707 \cdot h \cdot I_u$$

El momento de inercia unitario, está definido por la siguiente ecuación.

$$I_u = \pi \cdot r^3$$

Donde: h=2.5mm, r=11.5mm

$$I_u = \pi \cdot (0.0115m)^3$$

$$I_u = 4.78E-06m^3$$

$$I = 0.707 \cdot 0.0025m \cdot 4.78E-06$$

$$I = 8.85E-09m^4$$

Con los valores previamente obtenidos se procede a calcular el esfuerzo máximo a la flexión.

$$\sigma_x = \frac{M}{I/C}$$

$$\sigma_x = \frac{3.30kg-m}{\frac{8.85E-09m^4}{0.0115m}}$$

$$\sigma_x = 4.29E+06[\frac{kgf}{m^2}]$$

$$\sigma_x = 6.08[\frac{klb}{p\lg^2}]$$

El momento polar de inercia unitario para una sección circular está definido mediante la siguiente ecuación.

$$J_u = 2\pi \cdot r^3$$

Donde: h=2.5mm, r=11.5mm

$$J_u = 2\pi \cdot 0.0115^3$$

$$J_u = 9.59E-06m^3$$

Para el momento polar de inercia se utiliza la siguiente formula

$$J = 0.707 \cdot h \cdot J_u$$

$$J = 0.707 \cdot 0.0025m \cdot 9.59E - 06m^3$$

$$J = 1.7E - 08$$

Con los valores previamente obtenidos se procede a calcular el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau = \frac{T}{J/r}$$

$$\tau = \frac{2.83kg - m}{\frac{1.7E - 08m^4}{0.0115m}}$$

$$\tau = 1.91E + 06[\frac{kgf}{m^2}]$$

$$\tau = 2.72[\frac{klb}{p\lg^2}]$$

Características del electrodo E-308

Propiedades Mecánicas	Limite de Ruptura (Mpa)	Elongación (%)
Resultados Típicos como Material Soldado	560 - 600	38 -42

Tabla 4.8 parámetros en el factor de la condición superficial de marin.[49]

El esfuerzo de fluencia del electrodo E-304 esta dado en la tabla y es igual a Sy=81Ksi.

Para calcular el factor de seguridad para falla estática se utiliza la teoría de la energía de distorsión en donde:

[49] http://www.esab.com.ar/ar/sp/educacion/upload/Cat%C3%A1logo-de-Electrodos.pdf

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^{\ 2} - 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{6.08^2 - 3 \cdot 2.72}^{\ 2}$$

$$\sigma_{eq} = 7.69 ksi$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{eq}}$$

$$n = \frac{81 ksi}{7.69}$$

$$n = 10.5$$

4.9. FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE LAS POLEAS DE LA TRANSMISIÒN PRINCIPAL

4.9.1. DETERMINACIÓN DE FUERZA CENTRIFUGA.[50]

Belt Section	K_c
A	0.561
B	0.965
C	1.716
D	3.498
E	5.041
3V	0.425
5V	1.217
8V	3.288

Tabla 4.9 Coeficiente de sección de banda

[50] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8 va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, Pàg. 881

De la tabla. Kc= 0.561

$$F_C = Kc\left(\frac{v}{1000}\right)^2$$ **Ecuación (4.42)**

$$F_c = 0.516\left(\frac{11.12\left[\frac{pie}{\min}\right]}{1000}\right)^2$$

$$F_c = 6.38x10^{-5}\,lbf = 2.9x10^{-5}\,Kg$$

(Despreciable)

4.9.2. FUERZA EN EJERCIDAS EN LA TRANSMISIÒN PRINCIPAL (RAMALES)[51]

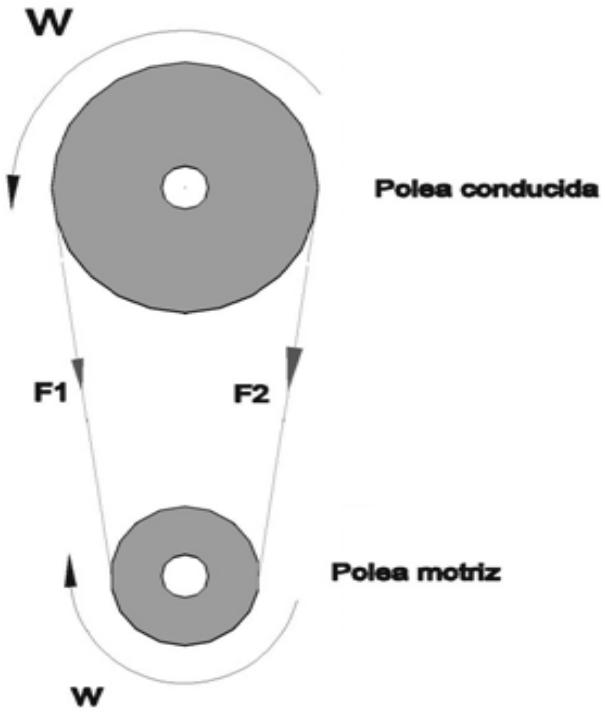


Figura 4. 32 Fuerzas generadas por la transmisión

Elaboración: Propia

[51] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8 va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, Pàg. 865

Un cambio en la tensión de la banda debido a fuerzas de fricción entre esta y la polea, causara que la banda se estire o se contraiga y que se mueva en relación con la superficie de la polea. Tal movimiento se llama arrastre elástico y se asocia con la fricción deslizante. La acción en la polea impulsora, a través de esa porción del ángulo de contacto que en realidad transmite potencia, resulta tal que la banda se mueve con más lentitud que la velocidad superficial de la polea, debido al arrate elástico. El ángulo de contacto está constituido por el arco efectivo a través del que se transmite la potencia y el arco inactivo. En el caso de la polea impulsora la banda hace contacto primero con la polea con una tensión en el ramal f1 y una velocidad v1 , que es la misma velocidad superficial de la polea , luego la banda pasa por el arco inactivo sin cambio en f1 o v1. Después comienza el arrastre o el contacto deslizante, y la tensión en la banda cambia de acuerdo con las fuerzas de fricción. Al final del arco efectivo la banda sale de la polea con una tensión en el lado flojo (ramal menos tenso) f2 y una velocidad reducida v2 .
Dicha relación entre ambas fuerzas y la fricción está dada por:

$$\frac{F_1 - K_C}{F_2 - K_C} = e^{f \cdot \theta}$$ **Ecuación (4.43)**

Siendo:

(F_1) Fuerza en el ramal más cargado.

(F_2) Fuerza en el ramal menos cargado.

(f') Coeficiente de fricción reducido

4.9.3. COEFICIENTE DE FRICCIÒN REDUCIDO

La superficie de la correa es de caucho y la polea es de aluminio, el coeficiente de fricción f es de 0.3 (Tabla) para correas en V debe calcularse un coeficiente de fricción reducido.

$$f` = \frac{f}{sen\frac{\beta}{2}}$$ **Ecuación (4.44)**

Siendo:

(f) Coeficiente de fricción

(β) Angulo de la ranura de la polea

(f') Coeficiente de fricción reducido

$$f` = \frac{0.3}{sen\frac{40^{\circ}}{2}}$$

$$f` = 0.87$$

Por lo tanto:

$$\frac{F1}{F2} = e^{f' \cdot \theta}$$ **Ecuación (4.45)**

$$\frac{F1}{F2} = e^{0.87 \cdot 2.92}$$

$$\frac{F1}{F2} = 12.685$$

$$F_1 = 12.685 \cdot F_2$$ **Ecuación (4.46)**

4.9.4. CALCULO DE FUERZA RESULTANTE[52]

La potencia transmitida en hp está dada por:

$$P = \frac{F \cdot v}{75} \qquad \textbf{Ecuación (4.47)}$$

Despejando de la ecuación 4.47, obtenemos la fuerza resultante.

$$F = \frac{P \cdot 75}{v}$$

$$F = \frac{0.25hp \cdot 75}{0.0565 \frac{m}{s}}$$

$$F = 331.8Kgf$$

La fuerza resultante en las poleas es la diferencia entre la fuerza en el ramal más tenso y la fuerza en el ramal menos tenso.

$$F = F_1 - F_2 \qquad \textbf{Ecuación (4.48)}$$

Remplazo la ec.4.46 y 4.47 en la ecuación 4.48 se tiene que:

$$F = 12.685F_2 - F_2$$
$$331.8Kgf = 11.685F_2$$
$$F_2 = 28.39Kgf$$

$$F_1 = 12.685 \cdot F_2$$
$$F_1 = 12.685 \cdot 28.39Kgf$$
$$F_1 = 360.2Kgf$$

[52] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8 va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, Pàg. 867

4.10. DIMENSIONAMIENTO DE LOS EJES DE TRANSMISIÒN

Los árboles y ejes son elementos de máquinas, generalmente de sección transversal circular, usados para sostener piezas que giran solidariamente o entorno a ellos. Algunos elementos que se montan sobre árboles y ejes son ruedas dentadas, poleas, piñones para cadena, acoples y rotores. Los ejes no transmiten potencia y pueden ser giratorios o fijos. Por otro lado, los árboles o flechas son elementos que giran soportando pares de torsión y transmitiendo potencia.

El diseño de árboles comprende básicamente:

- Selección del material
- Diseño constructivo (configuración geométrica)
- Verificación de la resistencia:
- Verificación de la rigidez del árbol:
- Deflexión por flexión
- Deformación por torsión

El material más utilizado para árboles y ejes es el acero. Se recomienda seleccionar un acero de bajo o medio carbono, de bajo costo. Si las condiciones de resistencia son más exigentes que las de rigidez, podría optarse por aceros de mayor resistencia.

Es necesario hacer el diseño constructivo al inicio del proyecto, ya que para poder hacer las verificaciones por resistencia, por rigidez, se requieren algunos datos sobre la geometría o dimensiones del árbol.

El diseño constructivo consiste en la determinación de las longitudes y diámetros de los diferentes tramos o escalones, así como en la selección de los métodos de

fijación de las piezas que se van a montar sobre el árbol. En esta etapa se deben tener en cuenta, entre otros, los siguientes aspectos:

- Fácil montaje, desmontaje y mantenimiento.
- Los árboles deben ser compactos, para reducir material tanto en longitud como en diámetro .(A mayores longitudes, mayores tenderán a ser los esfuerzos debidos a flexión y, por lo tanto, los diámetros).

- Permitir fácil aseguramiento de las piezas sobre el árbol para evitar movimientos indeseables.

- Generalmente los árboles se construyen escalonados para el mejor posicionamiento de las piezas.

- Generalmente los árboles se soportan sólo en dos apoyos, con el fin de reducir problemas de alineamiento de éstos.

- Ubicar las piezas cerca de los apoyos para reducir momentos flectores.

- Mantener bajos los costos de fabricación.

- Basarse en árboles existentes o en la propia experiencia, para configurar el árbol (consultar catálogos y analizar reductores y sistemas de transmisión de potencia).

Después del diseño constructivo puede procederse a verificar la resistencia del árbol. Los árboles deben tener la capacidad de soportar las cargas normales de trabajo y cargas eventuales máximas, durante la vida esperada. Entonces, se debe verificar la resistencia del árbol a la fatiga y a las cargas dinámicas; estas últimas son generalmente las cargas producidas durante el arranque del equipo.

Debido a que en el

$$P = \frac{1}{4} HP \left| \frac{550 \frac{pie \cdot lb}{s}}{1HP} \right| = 137.5 \frac{pie \cdot lb}{seg}$$

$$w = 17 \frac{rev}{\min} \left| \frac{2\pi rad}{1rev} \right| \left| \frac{1\min}{60seg} \right| = 1.78 \frac{rad}{seg}$$

Los tubos que tienen secciones transversales circulares se usan a menudo para transmitir la potencia desarrollada por una máquina. Cuando se usan para este fin, quedan sometidos a pares de torsión que dependen de la potencia generada por la maquina y de la velocidad angular, La potencia se define como el trabajo efectuado por unidad de tiempo. El trabajo transmitido por un eje en rotación es igual al par de torsión aplicado por el ángulo de rotación. Por lo tanto, si durante un instante de tiempo "dt" un par de torsión aplicado "T" ocasiona que el eje gire un ángulo "$d\theta$", Entonces la potencia instantánea es:

$$P = T \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

Puesto que la velocidad angular es $w = d\theta / dt$, podemos también expresar la potencia como:

$$P = T \cdot w \qquad \textbf{Ecuación (4.49)}$$

Siendo:

(P) Potencia (en W)

(T) Par motor (en N·m)

(w) velocidad angular (en rad/s)

PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ACERO 1018 [53]

Tipo de acero	AISI 1018
S_{ut}	49.5KSI
S_y	32KSI

Tabla 4.10 Propiedades del Acero1018

$$T_A = \frac{P}{w}$$

$$T_A = \frac{137.5\frac{pie \cdot lb}{seg}}{1.78\frac{rad}{seg}}$$

$$T_A = 77.2\,pie \cdot lb\left|\frac{1m}{3.28\,pie}\right|\left|\frac{1Kg}{2.2lb}\right| = 10.698Kg \cdot m$$

4.10.1. EL MÉTODO DE LA TENSIÓN PERMISIBLE VÍA EL MÉTODO DEL FACTOR DE DISEÑO. [54]

Para entender este enfoque es necesario fijar un factor de seguridad (según el método de Pilos), en este sentido hay que efectuar una distinción entre el objetivo, que conduce al ”Factor de Diseño” y la realización, que conduce al “Factor de Seguridad”. La tensión permisible (denominada en algunos textos como esfuerzo permisible) se puede obtener con la siguiente expresión:

[53] Shigley, Richard G Budynas, Diseño en Ingenierìa Mecànica, 8 va. ediciòn , McGraw-hill, Mexico, 2006, Pàg. 1015

[54] R.C. Hibbeler, Mecánica de Materiales , 6ta Ediciòn ,Editorial Pearson, Mexico, 2006, Pàg.49

Siendo :

(S_{ut}) Esfuerzo ultimo

(τ_{perm}) Esfuerzo permisible

(F_s) Factor de seguridad

(c) Diametro del eje

$$\tau_{perm} = \frac{S_{ut}}{F_s}$$ **Ecuación (4.50)**

$$\tau_{perm} = \frac{49500 \ \frac{lb}{p\lg^2}}{1.5}$$

$$\tau_{perm} = 33000 \frac{lb}{p\lg^2}$$

4.10.2. DETERMINACION DEL DIAMETRO DEL EJE MOTOR.[55]

Conociendo "T" y el esfuerzo cortante permisible para el material τ_{perm} podemos determinar el tamaño de la sección transversal del eje usando la formula de torsión, siempre que el comportamiento del material sea elástico-lineal. Específicamente, el parámetro geométrico o de diseño J/c es:

$$\frac{T}{\tau_{perm}} = \frac{J}{c_{Eje-Motor}}$$ **Ecuación (4.51)**

Siendo:

(T) Torque

[55] R.C. Hibbeler, Mecánica de Materiales , 6ta Ediciòn ,Editorial Pearson, Mexico, 2006, Pàg.191, 197

(τ_{perm}) Esfuerzo permisible

(c) Radio del eje

$$J = \frac{\pi \cdot c_{Eje-Motor}^{4}}{2}$$

$$\frac{T}{\tau_{perm}} = \frac{\pi \cdot c_{Eje-Motor}^{4}}{2c_{Eje-Motor}}$$

$$\frac{T}{\tau_{perm}} = \frac{\pi \cdot c_{Eje-Motor}^{3}}{2}$$

$$c_{Eje-Motor} = \left(\frac{2 \cdot T}{\pi \cdot \tau_{perm}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$c_{Eje-Motor} = \left(\frac{2 \cdot 77.2\, pie \cdot lb \left(\frac{12\, p\lg}{1 pie} \right)}{\pi \cdot 33000 \frac{lb}{p\lg^2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$c_{Eje-Motor} = 0.261 p\lg$$

$$\therefore 2c_{Eje-Motor} = 0.523 p\lg \approx \frac{3}{4} p\lg$$

Al sustituirse, puede determinarse un valor único para el radio del eje que será necesario para este diseño.

4.10.2.1. DETERMINACION DEL TORQUE EN LA TRANSMISÒN PRINCIPAL.

El torque se determina mediante la siguiente ecuación.

$$T = (F_1 - F_2) \cdot r$$ **Ecuación (4.52)**

Obteniéndose la resultante de la diferencia ente la fuerza del ramal más cargado y el menos cargado

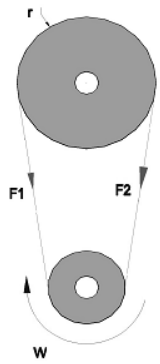


Figura 4. 33 Torque en las poleas

Elaboración: Propia

Siendo:

(T) Par motor.

(F_1) Fuerza en el ramal más cargado.

(F_2) Fuerza en el ramal menos cargado.

(r) Radio de la polea.

$$T_A = (F_1 - F_2) \cdot r_A$$

$$F_1 - F_2 = \frac{T_A}{r}$$

$$F_1 - F_2 = \frac{77.2\, pie \cdot lb}{1.25\, p\lg} \left| \frac{12\, p\lg}{1 pie} \right|$$

$$F_1 - F_2 = 741.12 Lb$$

$$T_B = (F_1 - F_2) \cdot r_B$$

$$T_B = 741.12 Lb \cdot 2.25 p\lg$$

$$T_B = 1667.52 lb \cdot p\lg \left| \frac{1 pie}{12 p\lg} \right|$$

$$T_B = 138.96 pie \cdot Lb$$

$$T_A = 138.96 pie \cdot lb \left| \frac{1m}{3.28 pie} \right| \left| \frac{1Kg}{2.2lb} \right| = 19.25 Kg \cdot m$$

4.10.3. DETERMINACION DEL DIAMETRO DEL EJE DEL RODILLO MOTRIZ.[56]

$$\frac{T_B}{\tau_{perm}} = \frac{J}{c_{Eje-Rodillo}}$$

$$J = \frac{\pi \cdot c_{Eje-Motor}^{\ 4}}{2}$$

$$\frac{T_B}{\tau_{perm}} = \frac{\pi \cdot c_{Eje-Motor}^{\ 4}}{2c_{Eje-Motor}}$$

$$\frac{T_B}{\tau_{perm}} = \frac{\pi \cdot c_{Eje-Motor}^{\ 3}}{2}$$

$$c_{Eje-Motor} = \left(\frac{2 \cdot T_B}{\pi \cdot \tau_{perm}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

[56] R.C. Hibbeler, Mecánica de Materiales , 6ta Ediciòn ,Editorial Pearson, Mexico, 2006, Pàg.191, 197

$$c_{Eje-Motor} = \left(\frac{138.96\, pie \cdot lb \left(\frac{12\, p\lg}{1\, pie} \right)}{\pi \cdot 33000 \frac{lb}{p\lg^2}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$c_{Eje-Motor} = 0.318\, p\lg$$

$$\therefore 2c_{Eje-Motor} = 0.636\, p\lg \approx \frac{3}{4}\, p\lg$$

4.11. SELECCIÒN DE LA CADENA

Para la transmisión de torque de una máquina motriz a una máquina conducida, existen al menos tres métodos muy utilizados:
Transmisión con engranajes, correas flexibles de caucho reforzado y cadenas de rodillos.
Dependiendo de la potencia, posición de los ejes, relación de transmisión, sincronía, distancia entre ejes y costo; se seleccionará el método a utilizar. Conocer los siguientes parámetros nos guiarán en la selección de una transmisión utilizando cadenas de rodillos para conectar 4 ejes.

Potencia requerida en la máquina conducida [HP]
Tipo de máquina motora y máquina conducida
Velocidad de la máquina conducida [rpm]
Distancia tentativa entre ejes

4.11.1. CÁLCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO

Debido a que las máquinas conducidas tienen formas particulares de funcionamiento, se deben prevenir fallas debidas a los golpes, vibraciones o tirones. De forma similar, las máquinas motoras tienen formas particulares de funcionamiento, algunas son más suaves que otras, o tienen un impulso inicial o un giro a tirones. Estas situaciones se consideran a través de un factor de servicio

(C_1) que aumenta la potencia a transmitir para obtener la potencia de diseño que considera las características de la máquina y el motor utilizado.

De la tabla seleccionamos la máquina que más se asemeja a nuestro diseño. Se obtiene así el factor C_1, el cual se multiplica por la potencia a transmitir, para obtener la potencia de diseño.

Factor de servicio C_1 para cadenas de norma BS	Motores de funcionamiento suave	Motores de funcionamiento medio impulsivo	Motores de funcionamiento impulsivo
	Motores eléctricos	Motores de combustión multicilíndricos	Motores de combustión monocilíndricos
Máquinas de carga constante			
Agitadores y mezcladores de líquidos y semilíquidos Alternadores y generadores Sopladores, extractores y ventiladores (centrífugos y de tamaño mediano) Compresores centrífugos Elevadores y transportadores con carga uniforme Maquinaria de industria de alimentos Bombas centrífugas Máquinas de imprentas	**1**	**1,25**	**1,5**
Máquinas de carga no constante			
Agitadores y mezcladores de soluciones sólido-líquido. Sopladores, extractores y ventiladores de gran tamaño. Mezcladoras de cemento. Compresores de más de 3 cilindros. Grúas Transportadores y elevadores con carga no uniforme. Bombas de dragado. Maquinaria de lavandería. Máquinas Herramientas Molinos	**1,25**	**1,5**	**1,75**
Máquinas de funcionamiento disparejo			
Alternadores y generadores de soldadoras Compresores de uno o dos cilindros Excavadoras, Trituradoras, Alimentadoras vibratorias, Sierras circulares y lineales, Molinos de martillos y de mandíbula,	**1,75**	**2**	**2,25**

Tabla 4.11 Factor de servicio para cadenas

$$p_{d(Cadena)} = P \cdot fserv$$ **Ecuación (4.53)**

$$p_{d(Cadena)} = 0.25hp \cdot fserv$$

$$p_{d(Cadena)} = 0.186kw \cdot 1$$

$$p_{d(Cadena)} = 0.186\,kw$$

4.11.1.1. PARAMETROS DE SELECCIÓN DE LA CADENA

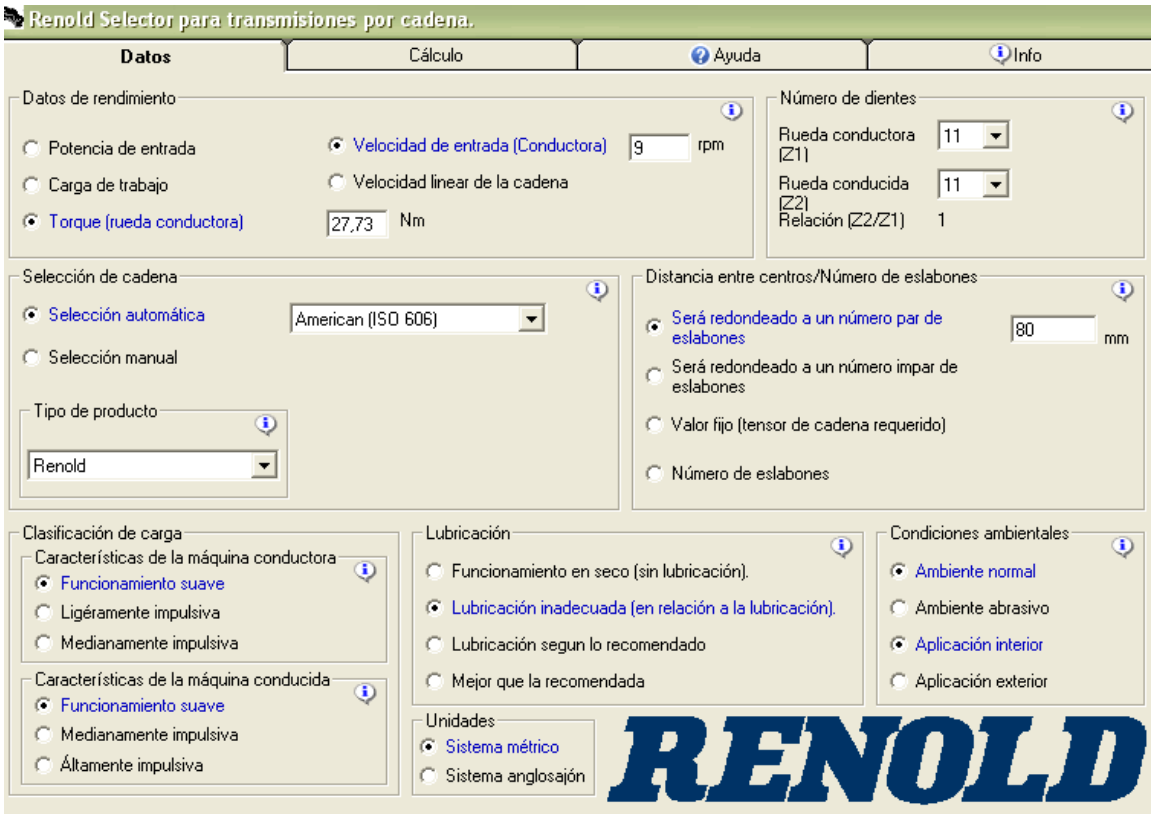


Tabla 4.12 Parámetros de selección

4.11.1.2. CÁLCULOS MEDIANTE SOFTWARE

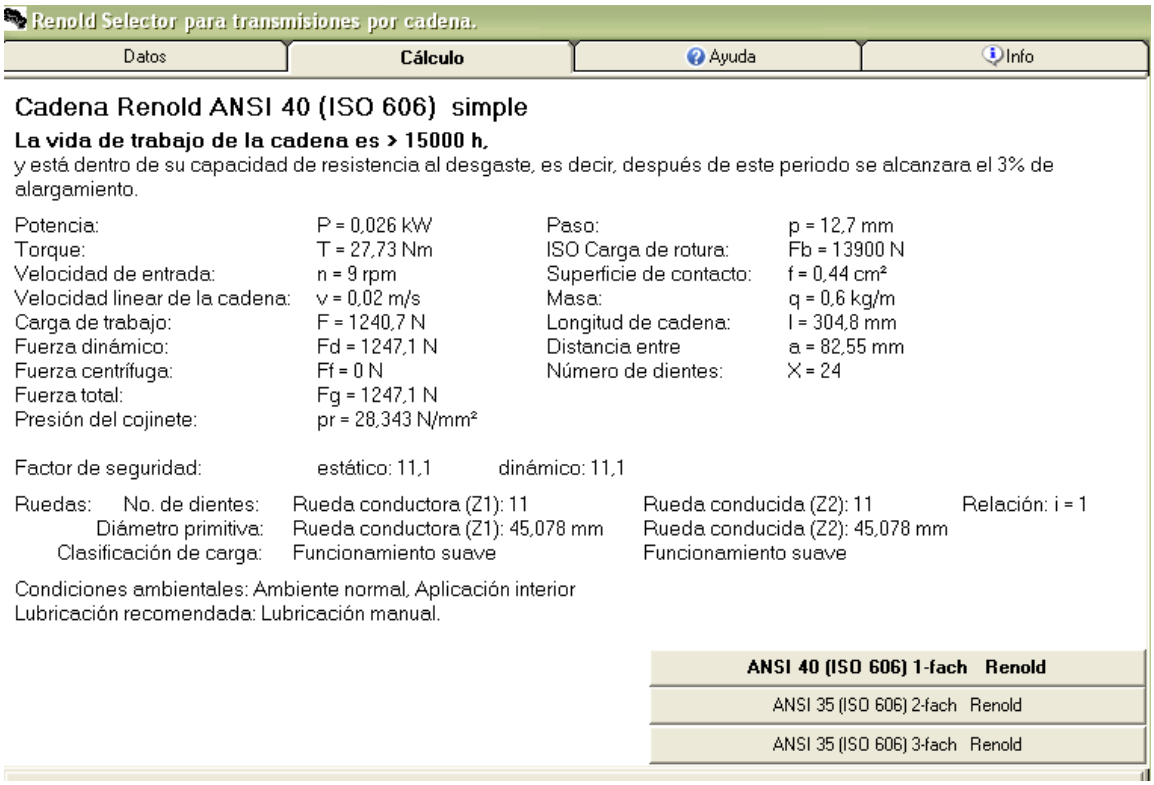


Tabla 4.13 Selector para transmisión por cadenas

Mediante el software Renold Selector determinamos que la cadena más apropiada para la maquina es la ANSI 40

4.12. CÁLCULO DEL ESFUERZO DE CORTE EN LAS CHAVETAS

4.12.1. POLEA – EJE DEL RODILLO MOTRIZ

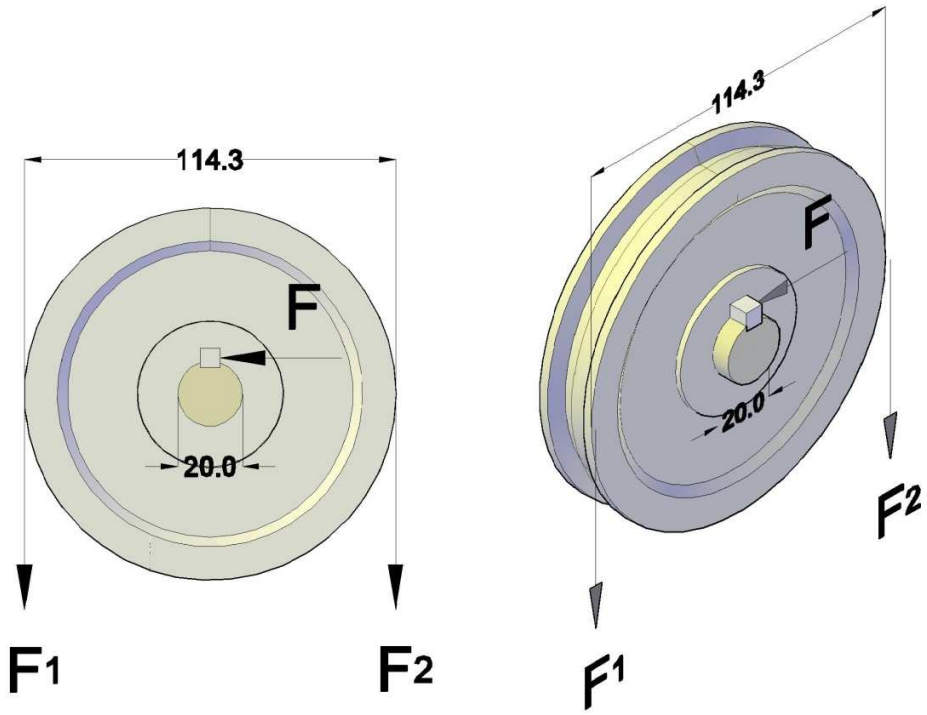


Figura 4. 34 Esfuerzo cortante generado sobre la chaveta de la polea

Elaboración: Propia

Material de la Chaveta: = Bohler E910 "AISI 1010"

Resistencia última $= 320\frac{N}{mm^2}$

Límite a la fluencia $= 180\frac{N}{mm^2}$

Diámetro del eje $= 20mm$

$$T_{Max} = F_1\left(\frac{0.1143}{2}m\right) - F_2\left(\frac{0.1143}{2}m\right)$$

$$T_{Max} = 4.08kg - m$$

$$T_{Max} = 39.98N - m$$

$$\Sigma M = 0$$

$$39.98N.m - F\left(\frac{0.016}{2}M\right) = 0$$

$$F\left(\frac{0.016}{2}m\right) = 39.98N.m$$

$$F = 4997.5N$$

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{4997N}{6mm \cdot 18mm}$$

4.12.2. CATALINA – EJE DEL RODILLO MOTRIZ

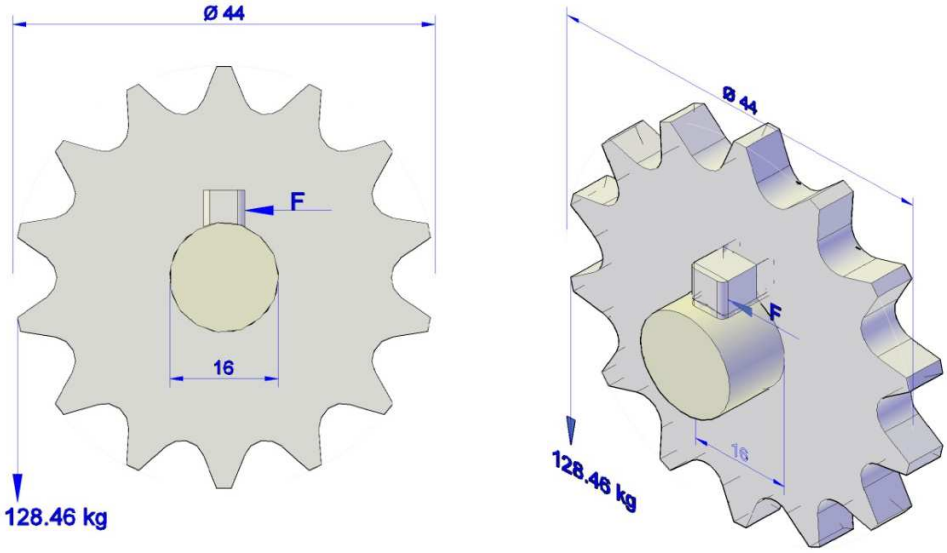


Figura 4.35 Esfuerzo cortante generado sobre la chaveta del la catalina

Elaboración: Propia

Material de la Chaveta: = Bohler E910 “AISI 1010”

Resistencia última = $320\frac{N}{mm^2}$

Límite a la fluencia = $180\frac{N}{mm^2}$

Diámetro del eje = $20mm$

$$T_{Max} = 2.83kg - m$$

$$T_{Max} = 27.73N - m$$

$$\Sigma M = 0$$

$$27.73N.m - F\left(\frac{0.019}{2}M\right) = 0$$

$$F\left(\frac{0.019}{2}m\right) = 27.73N.m$$

$$F = 2918.9N$$

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{2918.9N}{6mm \cdot 18mm}$$

$$\tau = 27.02\frac{N}{mm^2}$$

4.13. RODAMIENTOS[57]

Los rodamientos son piezas de acero aleado con cromo, manganeso y molibdeno, para facilitar la ejecución de rigurosos tratamientos térmicos y obtener piezas de gran resistencia al desgaste y a la fatiga. En la selección de los materiales, deben tomarse en consideración las temperaturas de operación y una adecuada resistencia a la corrosión.

El material para las jaulas ha evolucionado en forma importante actualmente se utilizan aceros, metales de bajo roce y poliamida.

Otra característica de los rodamientos es la exactitud de sus dimensiones cada parte de tener tolerancias muy estrechas para un satisfactorio funcionamiento del conjunto.

Existen rodamientos de muy variados tipos para adecuarse a las diversas aplicaciones, es muy importante escoger el rodamiento preciso, tomando la decisión en base a criteriostales como: costo, facilidad de montaje, vida útil, dimensiones generales, simpleza del conjunto, disponibilidad de repuestos y tipo de lubricación.

Básicamente hay tres formas de clasificar los rodamientos:

4.13.1. RODAMIENTOS RADIALES

Son aquellos que están diseñados para resistir cargas en dirección perpendicular al eje. Constan en forma general de tres piezas: Un aro exterior, un aro interior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo o jaula. Por ejemplo, las ruedas de un carro se apoyan en el suelo y reciben la carga en el eje, de esta forma los rodamientos de las ruedas trabajan bajo carga radial.

[57] http://www.skf.com

4.13.2. RODAMIENTOS AXIALES

Son aquellos que están diseñados para resistir cargas en la misma dirección del eje. Constan en forma general de tres piezas: Un aro superior, un aro inferior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo. Por ejemplo, pensemos en un carrusel, el peso total de esta máquina actúa verticalmente hacia el suelo y debe rotar en torno a un eje vertical al suelo, en esta aplicación debe utilizarse un rodamiento axial de gran diámetro, cuyo aro superior sostenga al carrusel y cuyo aro inferior se apoye en el suelo

4.13.3. RODAMIENTOS DE CONTACTO ANGULAR

Son una mezcla de los casos anteriores, se basan en un rodamiento similar al radial con un diseño especial de los aros exterior e interior para soportar cargas axiales mayores que un rodamiento radial simple. Sus aplicaciones son muy amplias, debido a que un eje siempre puede desarrollar cargas eventuales en una dirección inesperada y debido al ahorro que se genera al colocar un solo rodamiento para hacer el trabajo de dos.

Figura 4.36 Rodamiento de bolas[58]

Elaboración: Propia

[58] http://www.skf.com

4.13.4. SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS[59]

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas, así como cargas axiales. Tienen una baja fricción y pueden ser fabricados con una gran precisión y con un diseño de funcionamiento silencioso. Por tanto, estos rodamientos son los preferidos para los motores eléctricos de tamaño pequeño y mediano.

A continuación, se describen algunos de los factores más importantes a considerar a la hora de seleccionar un tipo de rodamiento estándar, y facilitar así una elección apropiada:

- Espacio disponible
- Cargas
- Precisión
- Funcionamiento silencioso
- Montaje y desmontaje

La selección se la realizo mediante el software proporcionado por los rodamientos SKF , partiendo de las fuerza axiales , velocidad y diámetro del eje.

En la selección de rodamientos se debe considerar que un cojinete está sometido a cargas dinámicas y cargas estáticas o radiales, dado que no existen cargas axiales se procederá a calcular la carga resultante radial.

En la selección de los rodamientos de la maquina se utilizan las reacciones generadas en la catalina 5, dado que estas son las que presentan el mayor valor en la maquina.

[59] http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/calculation

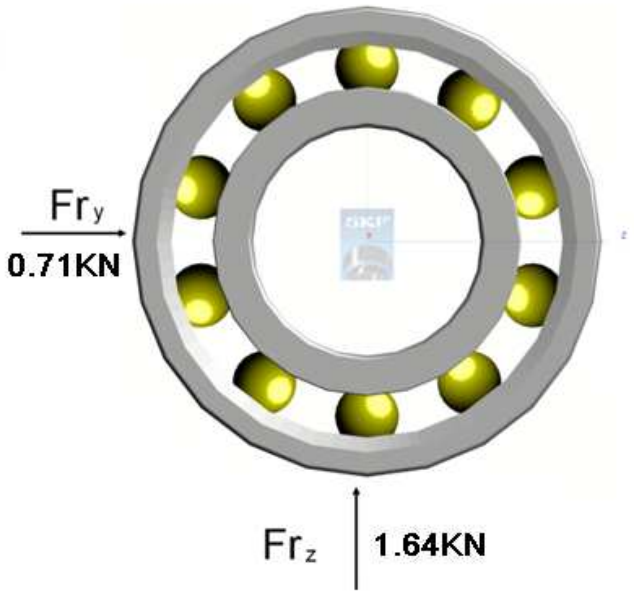


Figura 4.37 Fuerzas que actúan sobre un rodamiento[60]

Elaboración: Propia

$$F_r = \sqrt{F_{ry}^{\ 2} + F_{rz}^{\ 2}}$$

$$F_r = \sqrt{1.64^2 + 0.71^2}$$

$$F_r = 1.79KN$$

[60] http://www.skf.com

4.13.4.1. CARGAS EQUIVALENTES Y VIDA NOMINAL

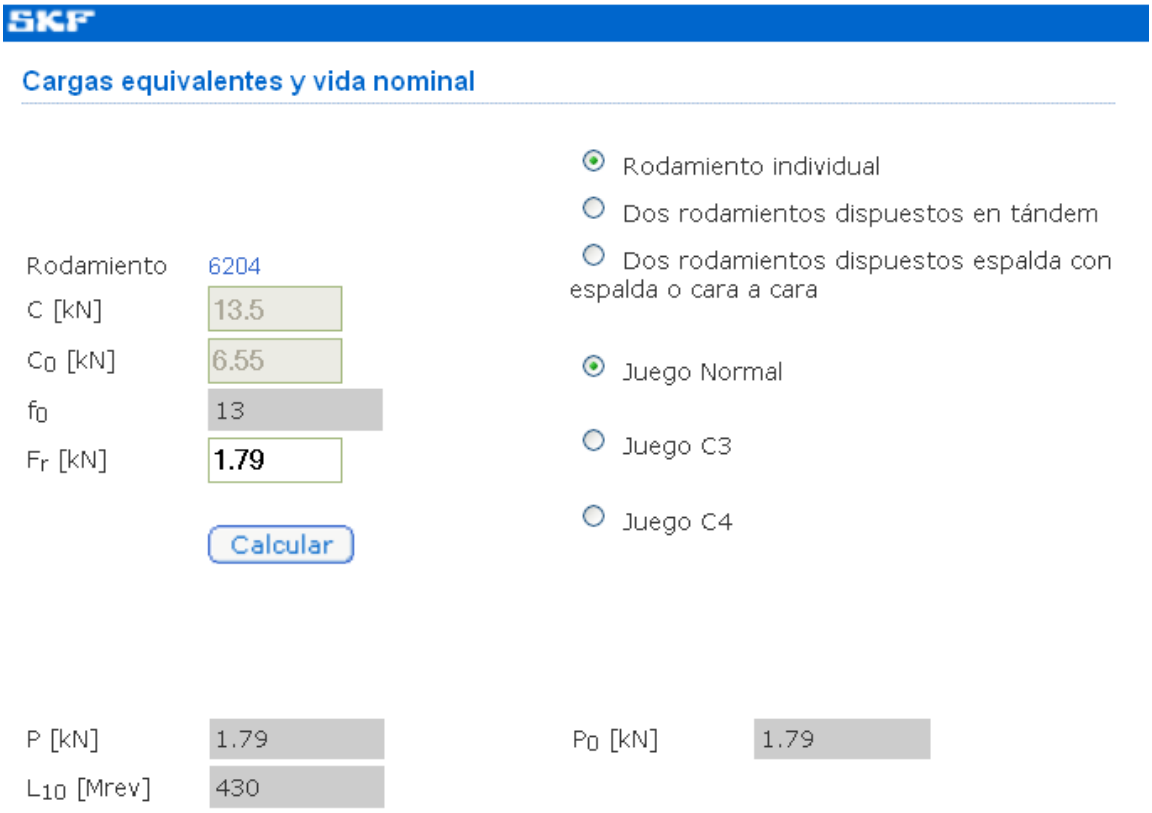


Tabla 4.14 Cargas equivalentes y vida nominal[61]

Donde:

(L_{10}) Vida nominal (con un 90 % de fiabilidad)

(C) Capacidad de carga dinámica, kN

(P) Carga dinámica equivalente del rodamiento, kN

El rodamiento que cumple con los requerimientos antes mencionados es el RLS , cuyas características se muestran continuación .

[61] http://www.skf.com/skf/productcatalogue/calculationsFilter?lang=es&newlink=&prodid=&action=Calc3

4.13.4.2. CARACTERISTICAS DEL RODAMIENTO

SKF

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
			dinámica	estática		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
d	D	B	C	C_0	P_u				* - Rodamiento SKF Explorer
mm			kN		kN	rpm		kg	-
20	42	12	9,95	5	0,212	38000	24000	0,069	**6004** *
20	42	12	9,95	5	0,212	-	11000	0,069	**6004-2RSH** *
20	42	12	9,95	5	0,212	38000	19000	0,069	**6004-2RSL** *
20	42	12	9,95	5	0,212	38000	19000	0,069	**6004-2Z** *
20	42	12	9,95	5	0,212	-	11000	0,069	**6004-RSH** *
20	42	12	9,95	5	0,212	38000	24000	0,069	**6004-RSL** *
20	42	12	9,95	5	0,212	38000	24000	0,069	**6004-Z** *
20	42	16	9,36	5	0,212	-	11000	0,086	**63004-2RS1**
20	47	14	13,5	6,55	0,28	32000	20000	0,11	**6204** *
20	47	14	15,6	7,65	0,325	32000	20000	0,096	**6204 ETN9**
20	47	14	13,5	6,55	0,28	-	10000	0,11	**6204-2RSH** *
20	47	14	13,5	6,55	0,28	32000	17000	0,11	**6204-2RSL** *
20	47	14	13,5	6,55	0,28	32000	17000	0,11	**6204-2Z** *
20	47	14	13,5	6,55	0,28	-	10000	0,11	**6204-RSH** *
20	47	14	13,5	6,55	0,28	32000	20000	0,11	**6204-RSL** *
20	47	14	13,5	6,55	0,28	32000	20000	0,11	**6204-Z** *
20	47	18	12,7	6,55	0,28	-	10000	0,13	**62204-2RS1**
20	52	15	16,8	7,8	0,335	30000	19000	0,14	**6304** *
20	52	15	18,2	9	0,38	30000	19000	0,14	**6304 ETN9**
20	52	15	16,8	7,8	0,335	-	9500	0,14	**6304-2RSH** *
20	52	15	16,8	7,8	0,335	30000	15000	0,14	**6304-2RSL** *
20	52	15	16,8	7,8	0,335	30000	15000	0,14	**6304-2Z** *
20	52	15	16,8	7,8	0,335	-	9500	0,14	**6304-RSH** *
20	52	15	16,8	7,8	0,335	30000	19000	0,14	**6304-RSL** *
20	52	15	16,8	7,8	0,335	30000	19000	0,14	**6304-Z** *

Tabla 4.15 Características del rodamiento[62]

[62] http://www.skf.com/skf/productcatalogue

4.13.4.3. DIMENSIONES

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Dimensiones principales			Capacidades de carga dinámica	estática	Carga límite de fatiga	Velocidades Velocidad de referencia	Velocidad límite	Masa	Designación
d	D	B	C	C_0	P_u				* - Rodamiento SKF Explorer
mm			kN		kN	rpm		kg	-
20	47	14	13,5	6,55	0,28	32000	20000	0,11	**6204** *

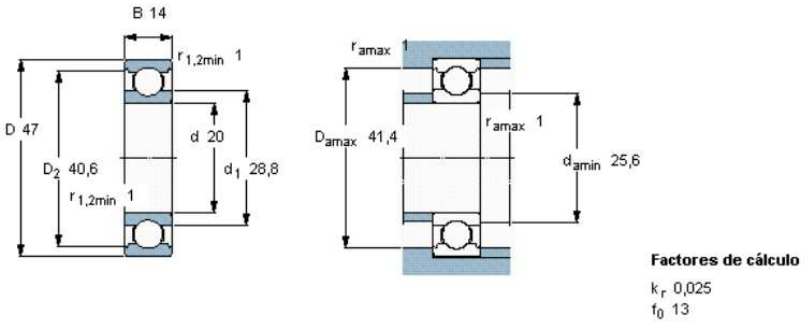


Tabla 4.16 Rodamiento rígido de bolas[63]

4.14. ANÁLISIS ESTRUCTURAL

Consiste en encontrar los efectos de las cargas en la estructura, en la forma de fuerza cortante y momento flector

Depende de la geometría de la estructura (forma y tamaño generales), de los tipos de apoyo y de las cargas aplicadas sobre la estructura

Se obtienen funciones que representan las variaciones de las magnitudes (a lo largo del elemento) de la fuerza cortante y el momento flector

[63] http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&prodid=1070011072&maincatalogue=1&lang=es

4.14.1. DIMENSIONAMIENTO DE PERFILES

Los perfiles son elementos estructurales utilizados para cubrir espacios, soportando el peso colocado encima del elemento mediante la resistencia a las fuerzas internas de flexión y corte.

En tal sentido el dimensionamiento de los perfiles consiste en determinar las dimensiones necesarias para que el elemento sea capaz de resistir la flexión y el corte, así como también debe tener dimensiones tales que la flecha no sea excesiva.

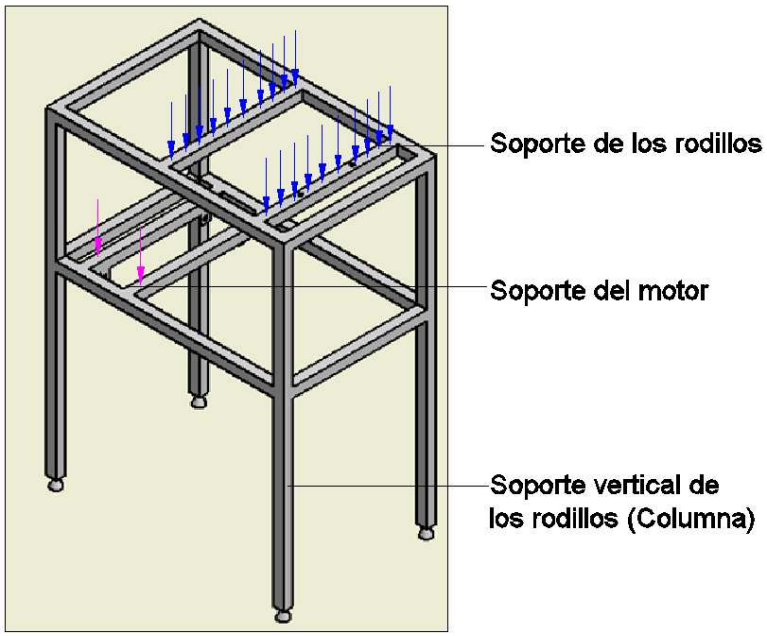


Figura 38 Mesa

Elaboración: Propia

4.14.1.1. CALCULO DEL PERFIL SOPORTE DE LOS RODILLOS

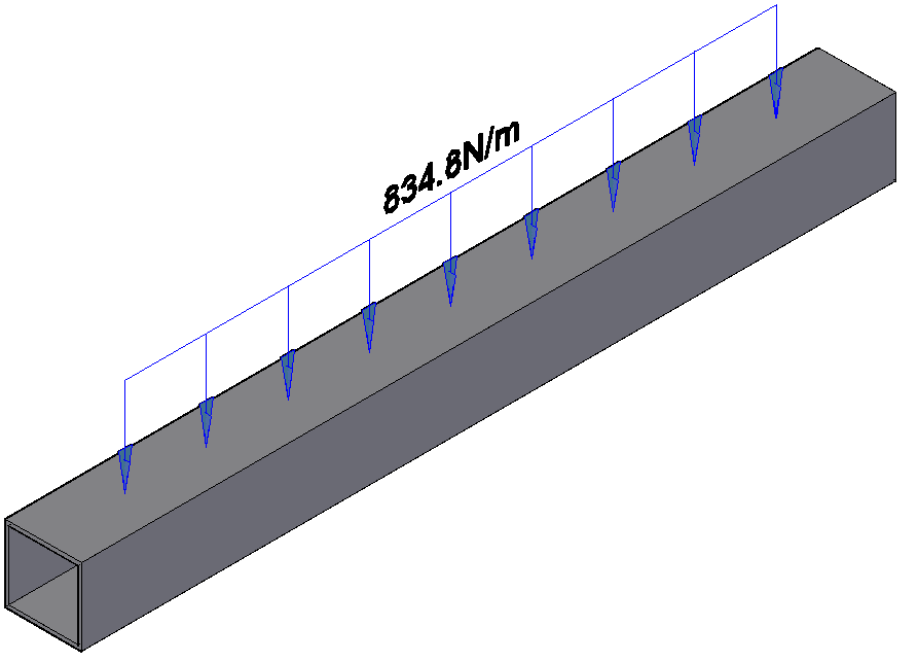
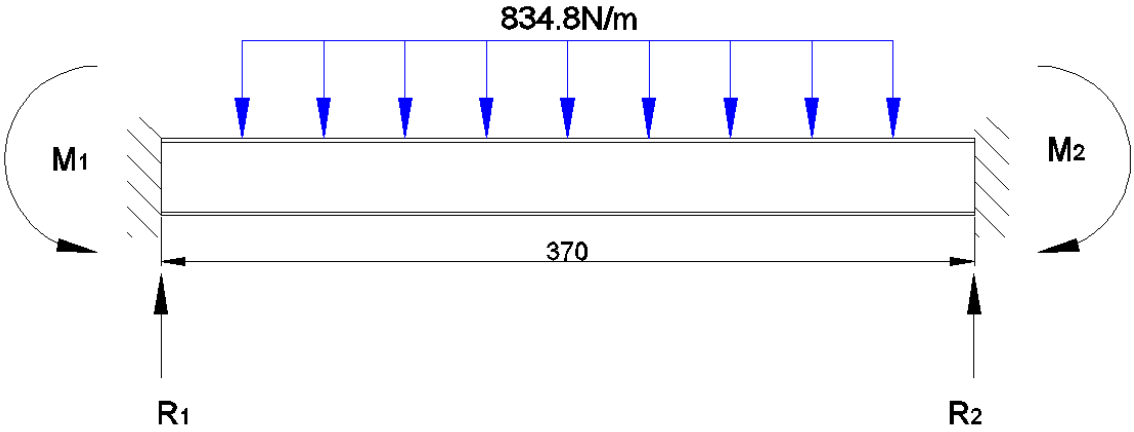


Tabla 4.17 Parámetros de diseño – Soporte de los rodillos[64]

Elaboración: Propia



[64] Solid Edge ST2-Siemens – Simulación De vigas

4.14.1.2. DIAGRAMAS DE CORTE Y MOMENTO FLECTOR

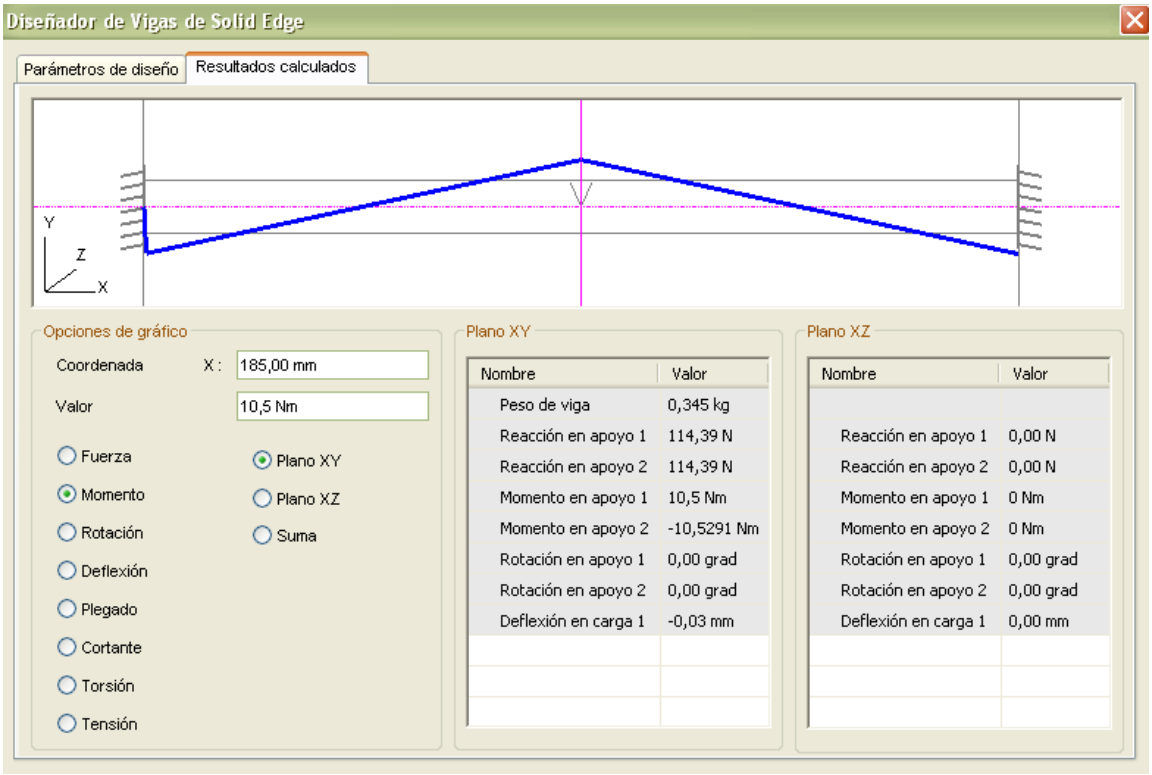


Tabla 4.18 Resultados Calculados – Soporte de los rodillos[65]

Elaboración: Propia

[65] Solid Edge ST2-Siemens – Simulación De vigas

4.14.1.3. PROPIEDADES DEL PERFIL

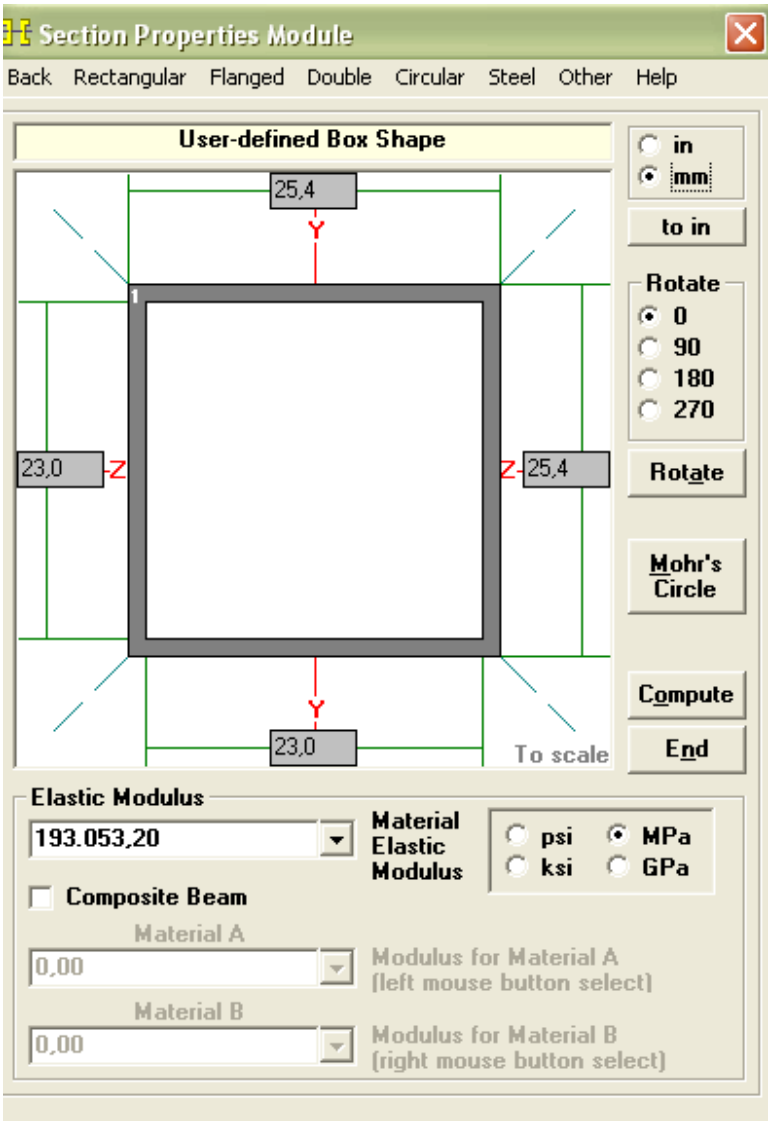


Tabla 4.19 Propiedades de la sección – Soporte de los rodillos [66]

Elaboración: Propia

[66] MD Solids Versión 1.5 - Timothy a. PhilpotMurray ,State University

4.14.1.4. PROPIEDADES DE LA SECCIÒN TRANSVERSAL

Cross-Section Properties

Z-Z Properties | Y-Y Properties | Print | Details

Z - Z Properties

Elastic Modulus	E	193.053,2000	MPa
From bottom to centroid	Y bot	12,7000	mm
From centroid to top	Y top	12,7000	mm
Area of shape	A	116,1600	mm^2
Moment of Inertia	Iz	11.365,8688	mm^4
Section Modulus	Sz	894,9503	mm^3
Section Modulus (bottom)	S bot	894,9503	mm^3
Section Modulus (top)	S top	894,9503	mm^3
Radius of Gyration	rz	9,8917	mm
Plastic Modulus	Zz	1.055,0160	mm^3
Shape Factor		1,1789	
From bottom to plastic n.a.	Yp bot	12,7000	mm
From plastic n.a. to top	Yp top	12,7000	mm
Polar Moment of Inertia	J	22.731,7376	mm^4
Product of Inertia	Iyz	0,0000	mm^4
Maximum Moment of Inertia	Imax	11.365,8688	mm^4
Minumum Moment of Inertia	Imin	11.365,8688	mm^4
Angle from z axis to Imax axis	ß	45,0000 Clockwise	degrees

Tabla 4.20 Propiedades – soporte de los rodillos[67]

Elaboración: Propia

$$\sigma_{Adm} = \frac{M_{\max}}{S_{x-x}}$$

$$\sigma_{Adm} = \frac{S_y}{n}$$

Igualando

$$\frac{S_y}{n} = \frac{M_{\max}}{S_{x-x}}$$

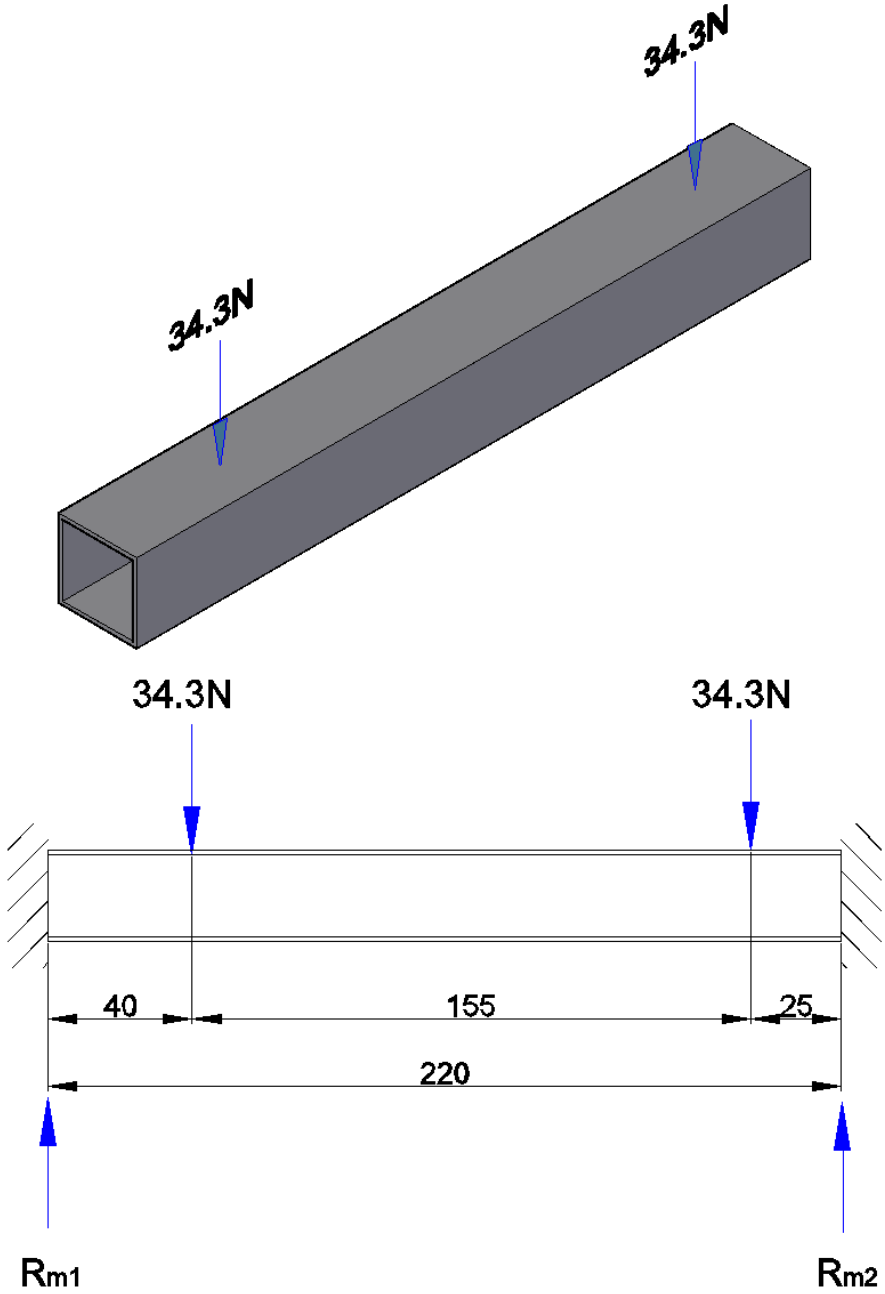
[67] MD Solids Versión 1.5 - Timothy a. PhilpotMurray ,State University

$$n = \frac{S_y \cdot S_{x-x}}{M_{\max}}$$

$$n = \frac{22448979.59 \frac{kg}{m^2} \cdot 8.95E-07m^3}{10.5Nm\left|\frac{1kg}{9.8N}\right|}$$

$$n = 18.62$$

4.14.1.5. CALCULO DEL PERFIL SOPORTE DEL MOTOR



4.14.1.6. PARAMETROS DE DISEÑO

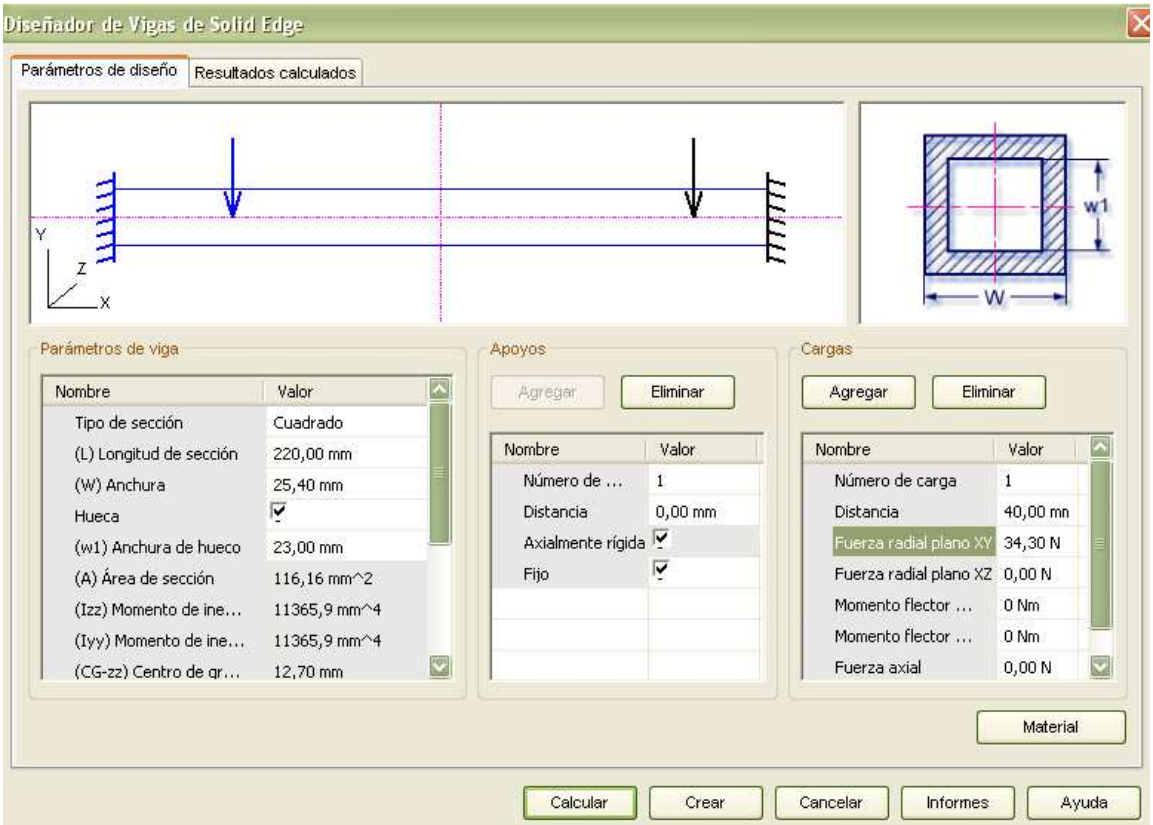


Tabla 4.21 Parámetros de diseño - Soporte del motor[68]

Elaboración: Propia

[68] Solid Edge ST2-Siemens – Simulación De vigas

4.14.1.7. DIAGRAMA DE CORTE Y MOMENTO FLECTOR

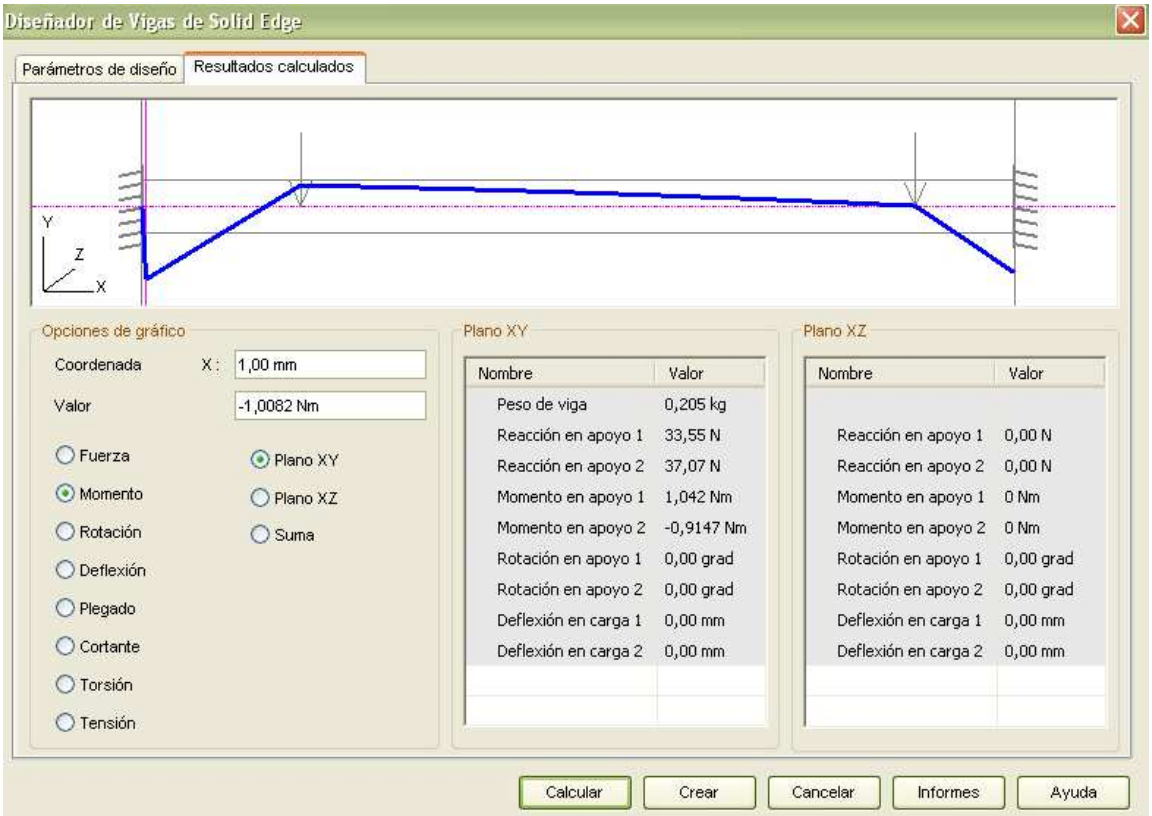


Tabla 4.22 Resultados calculados - Soporte del motor[69]

Elaboración: Propia

$$\frac{S_y}{n} = \frac{M_{\max}}{S_{x-x}}$$

$$n = \frac{S_y \cdot S_{x-x}}{M_{\max}}$$

$$n = \frac{22448979.59\,\frac{kg}{m^2} \cdot 8.95E-07m^3}{1.0082\,Nm\left|\frac{1kg}{9.8N}\right|}$$

[69] Solid Edge ST2-Siemens – Simulación De vigas

$$n = 196$$

4.14.2. CALCULO DEL PERFIL VERTICAL – SOPORTE DE LOS RODILLOS

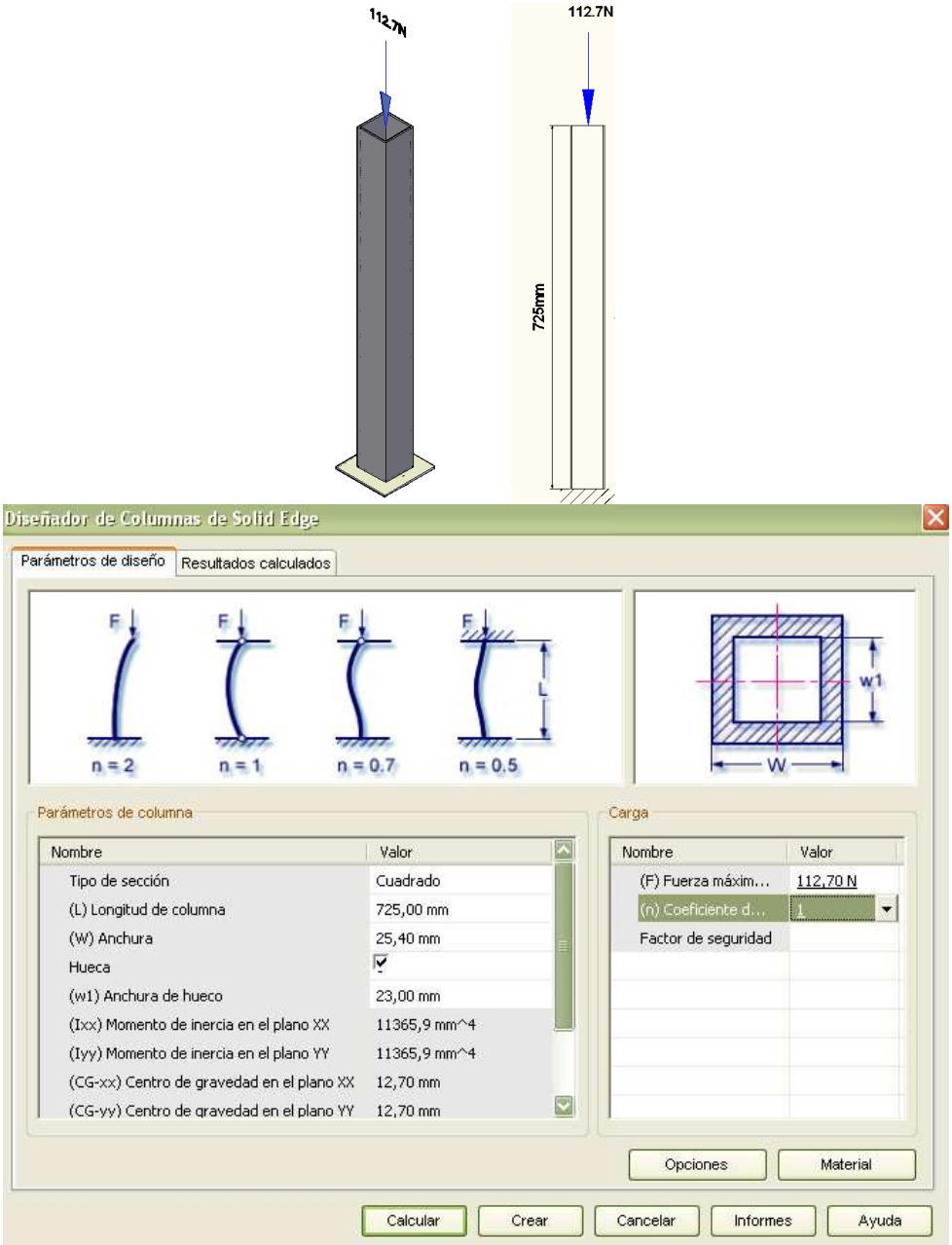


Tabla 4.23 Parámetros de diseño – Soporte de los rodillos [70]

Elaboración: Propia

[70] Solid Edge ST2-Siemens – Simulación De vigas

5. CAPITULO V
TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y CÁLCULO DE COSTOS.

5.6. ELABORACIÓN DE PLANOS.

Los planos de construcción de a peladora de chochos se los presenta en el anexo A1 que contienen la ingeniería de detalle que permite la construcción y montaje del prototipo.

5.7. MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS.

Para la realización de los elementos a construirse para la máquina se emplean diversas máquinas herramientas como son; torno, fresadora, soldadora, plegadora, cizalla hidráulica y herramientas manuales como; limas, brocas, cuchillas, además de instrumentos de medición como escuadra, flexómetro, calibrador pie de rey, micrómetro.

En la tabla 5.1, tabla 5.2, tabla 5.3 se detalla cada una de las herramientas, maquinas herramientas e instrumentos de medición.

Designación	Herramientas
H	Limas.
	Cuchillas.
	Brocas.
	Llaves mixtas.
	Arco de sierra.
	Machuelos.
	Escariador.

Tabla 5.1 Listado de herramientas.

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

Designación	Máquina herramienta
M1	Torno.
M2	Fresadora universal.
M3	Esmeril.
M4	Pulidora.
M5	Taladro.
E1	Equipo de soldadura TIG.
E2	Equipo de pintura.

Tabla 5.2 Designación de maquinas herramientas y equipos

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia

Designación	Herramienta
I	Calibrador Pie de Rey.
	Micrómetro.
	Nivel.
	Escuadra.
	Flexómetro.

Tabla 5.3 Instrumentos de medición y verificación.

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

5.8. OPERACIONES TECNOLÓGICAS.

A continuación se lista las diferentes operaciones tecnológicas que son necesarias para realizar el mecanizado de cada elemento que forma parte de los sistemas pertenecientes a la máquina.

No	Operación
1	Trazado, graneteado y corte de material.
2	Esmerilado y Amolado.
3	Torneado, Roscado, Ranurado.
4	Soldadura TIG
5	Fresado y Chaveteros.
6	Taladrado.
7	Empernado.
8	Plegado.
9	Lijado

Tabla 5.4 Operaciones Tecnológicas

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia

5.9. CURSOGRAMA SINÓPTICO DE LA CONSTRUCCIÓN.

La simbología para desarrollar el cursograma sinóptico de la construcción se muestra en siguiente tabla.

Simbología	Significado
	Operación Tecnológica.
	Traslado o Transporte.
	Inspección.
	Espera.
P	Pintura.
	Almacenamiento.

Tabla 5.5 Simbología de curso-grama.

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

En los siguientes cursogramas se representan las operaciones tecnológicas que se siguen en las diferentes etapas de la construcción de la peladora de chochos.

Las operaciones no tienen un orden de seguimiento estricto se ejecutan de acuerdo a la necesidad de avance requerida.

El tiempo empleado se indica en horas y se encuentra a la izquierda de cada operación.

5.9.1. CURSOGRAMA DE RODILLOS.

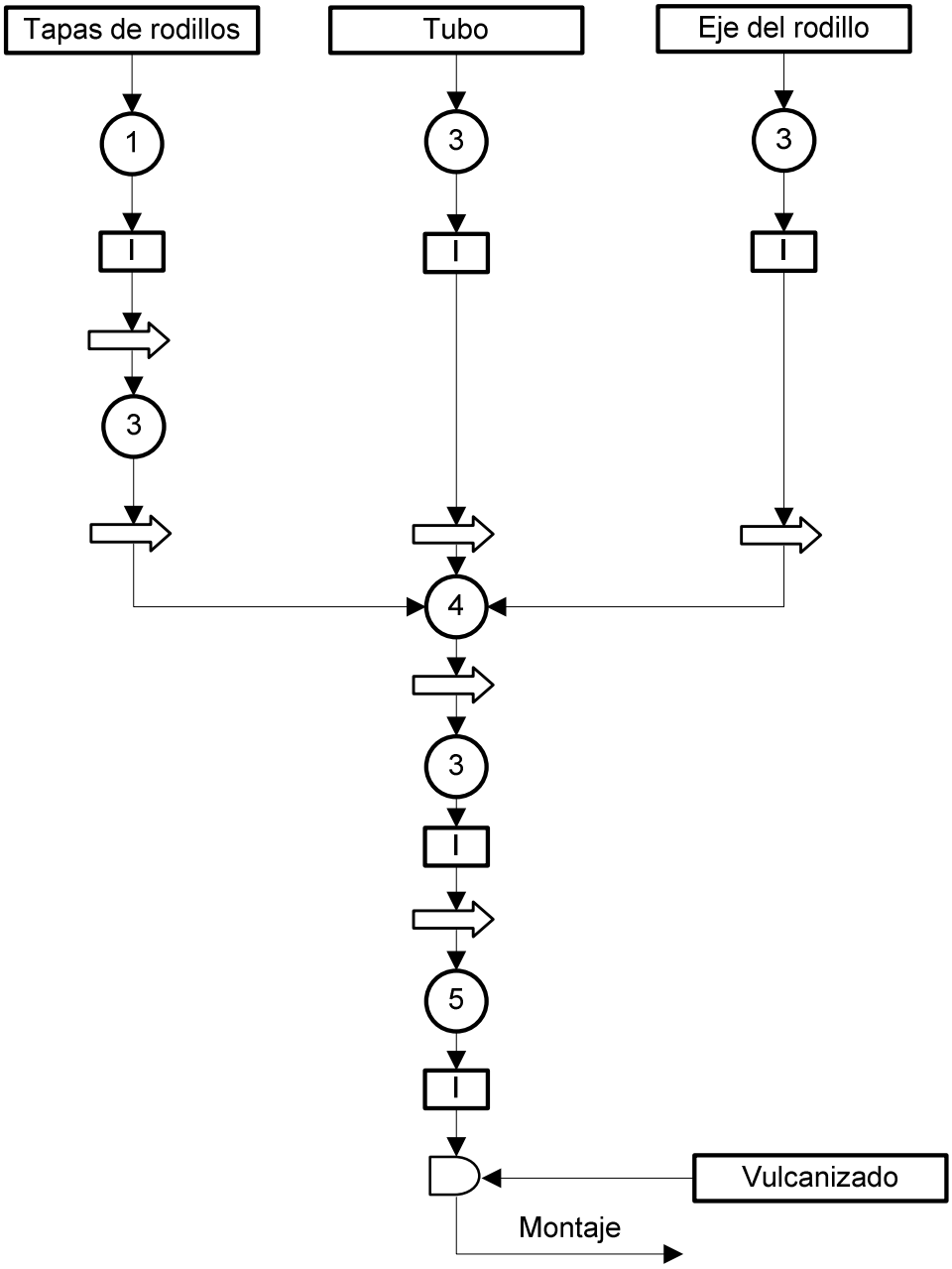


Figura 5.1 Curso-grama de rodillo.

Elaboración: Propia

5.9.2. CURSOGRAMA DE SISTEMA DE REGULACION.

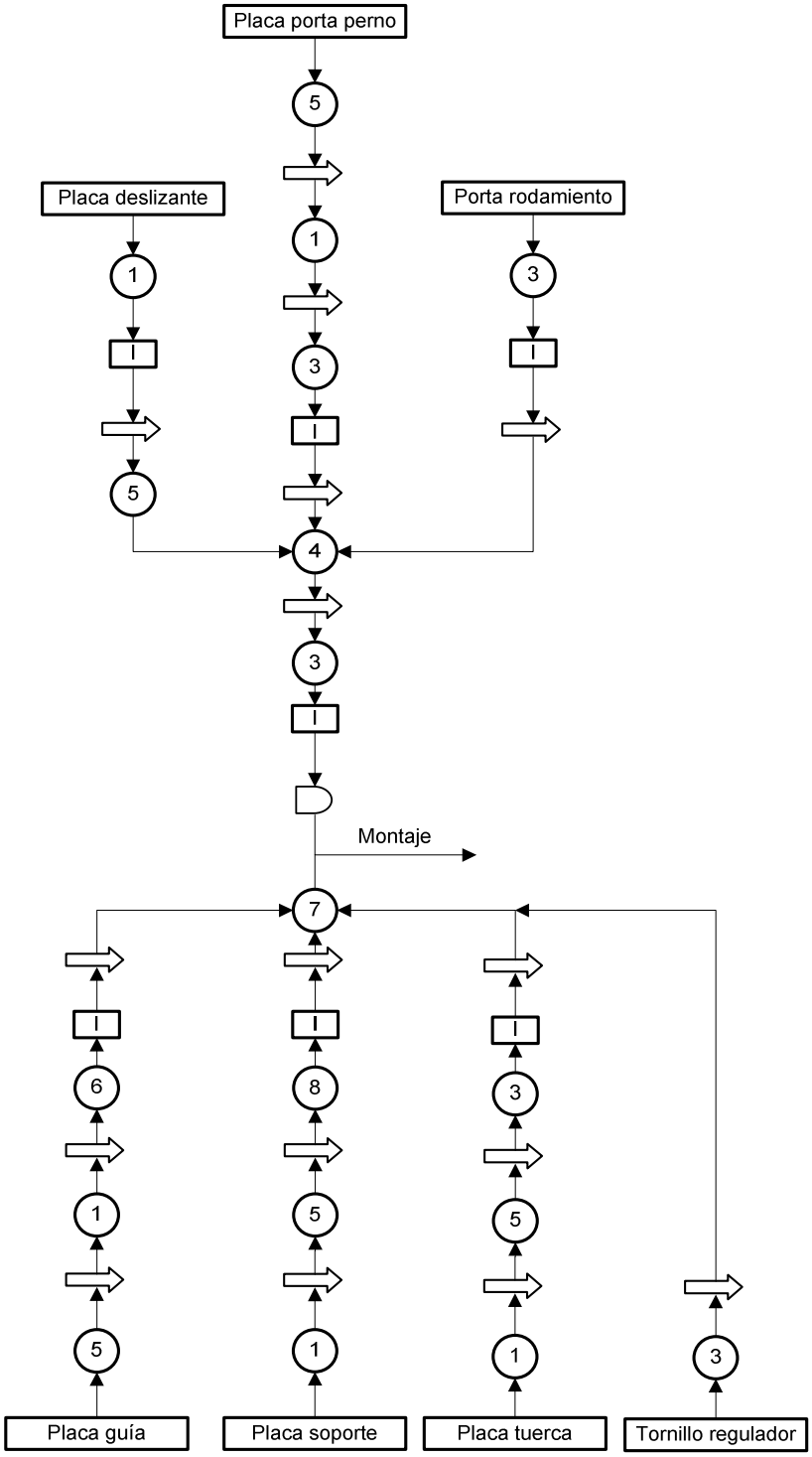


Figura 5.2 Curso-grama de sistema de regulación.

Elaboración: Propia

5.9.3. CURSOGRAMA TOLVA DE DOSIFICACIÓN

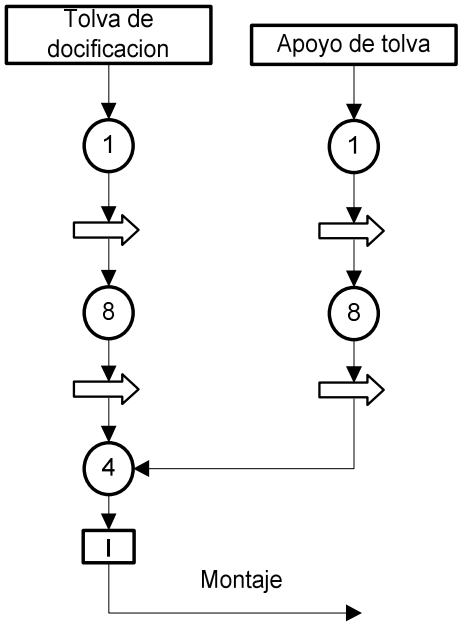


Figura 5.3 Curso-grama de dosificación

Elaboración: Propia

5.9.4. CURSOGRAMA DE TOLVA DE RECOLECCIÓN.

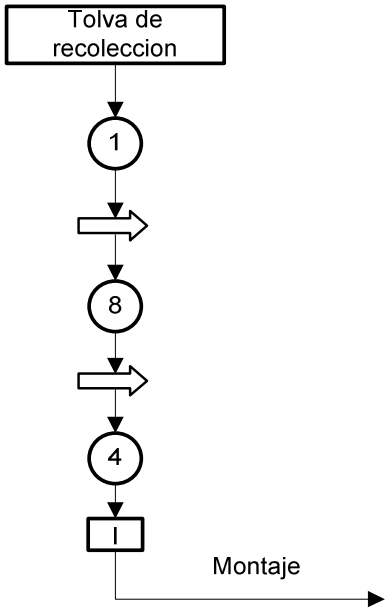


Figura 5.4 Curso-grama de tolva de recolección.

Elaboración: Propia

5.10. MONTAJE.

Una vez realizadas las operaciones tecnológicas de los elementos pertenecientes a los sistemas se hace el montaje de los mismos.

El montaje de la maquina se lo realiza de acuerdo con las operaciones que se listan a continuación.

Ítem	Operación
M1	Unión de los elementos del rodillo 1.
M2	Unión de los elementos del rodillo 2.
M3	Unión de los elementos del rodillo 3.
M4	Unión de los elementos del rodillo 4.
M5	Vulcanización del rodillo 1.
M6	Vulcanización del rodillo 2.
M7	Vulcanización del rodillo 3.
M8	Vulcanización del rodillo 4.
M9	Instalación de los rodamientos en las placas soportes de rodillos.
M10	Instalación de los rodillos en las placas soportes de rodillos.
M11	Instalación de la catalina No. 1 en el rodillo 1.
M12	Instalación de la catalina No. 2 en el rodillo 2.
M13	Instalación de la catalina No. 3 en el rodillo 3.
M14	Instalación de la catalina No. 4 en el rodillo 4.
M15	Instalación de la catalina No. 5 en la placa soporte.
M16	Instalación de la cadena en las catalinas.
M17	Instalación de las placas soportes en la estructura
M18	Instalación de las poleas y bandas en los ejes del sistema motriz

Ítem	Operación
M19	Ensamble de la estructura.
M20	Instalación de la estructura en el lugar
M21	Instalación de la placa soporte del motor en la estructura
M22	Instalación de pernos para el sistema de regulación de los rodillos
M23	Instalación del motor eléctrico
M24	Instalación de la caja para el control eléctrico
M25	Instalación eléctrica en el sistema de control
M26	Colocación de la tolva de alimentación
M27	Colocación de la tolva de recolección
M28	Instalación de la carcasa sobre la estructura

Tabla 5.6 Determinación de las actividades realizadas para el montaje de la máquina peladora de chochos.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia.

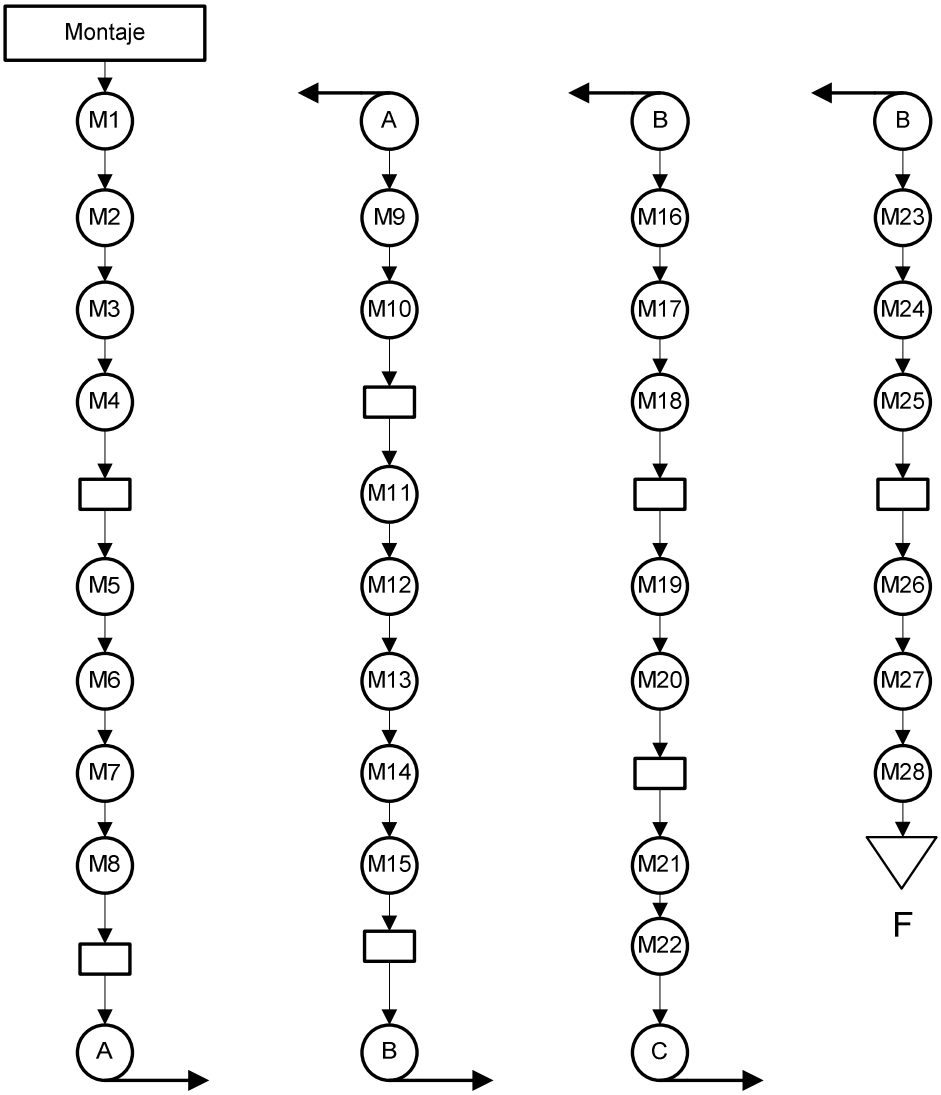


Figura 5.5 Curso-grama de tolva de recolección.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia.

5.11. ANÁLISIS DE COSTO

5.11.1. GENERALIDADES

El siguiente capítulo es el desarrollo de los Costos que son analizados mediante la elaboración de un registro de todos los elementos y mecanismos utilizados para el desarrollo del sistema, tomando en cuenta su valor de construcción, o su costo en el mercado para luego calcular un valor que genere una utilidad en función al costo de operación.

5.11.2. COSTOS DIRECTOS

Los costos directos se refieren a todos esos costos de materias primas, accesorios, uniones, equipos, motores.

La siguiente tabla presenta los costos de los materiales a utilizarse en la máquina peladora de chochos cotizados en el mes de Enero del 2012.

Nro.	Descripción	Cant.	Dimensiones en (mm)	Material	Costo Unitario (USD)	Total (USD)
1	Eje motriz de rodillo	1	Ø25x 350	AISI 4340	8.94	8.94
2	Eje conducido de rodillo	3	Ø25x 300	AISI 4340	7.66	22.98
3	Tubo de rodillo	4	Ø48x 205	INOX-A304	3.46	13.84
4	Tapas de rodillo	4	Ø 52 x 6	INOX-A304	2.65	10.60
5	Apoyo de rodamiento móvil.	4	Ø62x Ø42x 22	SKF-280	3.50	14
6	Apoyo de rodamiento fijo.	4	Ø62x Ø42x25	SKF-280	3.50	14
7	Placa deslizante de rodillo	4	80x70x6	AISI 1010	1.12	4.48
8	Rodamiento CMB	8	62054	ACERO	1.33	10.64
9	Catalinas Z=10 de transmisión.	4	40B10T	ACERO	5.40	16.20
10	Catalina Z=16 tensora	1	40B14T	ACERO	5.12	5.12
11	Polea 2.5”	1	Ø 2.5plg x 2plg	ALUMINIO	4.36	4.36
12	Polea 4.5”	1	Ø4.5plg x2 ¼ plg	ALIMINIO	9.34	9.34
13	Cadena	1	ANSI No 40	ACERO	12.58	12.58

14	Correa en v	1	A-25 630 mm	CAUCHO	8.95	8.95
15	Chaveta para eje conductor	1	6x25X6	AISI 1010	0.20	0.20
16	Chaveta para eje conducido	3	6x30x6	AISI 1010	0.20	0.60
17	Regleta	6	20x80x10	AISI 1010	1.25	10
18	Pernos cabeza Allen	12	M6x 20	DIN-604	0.12	1.44
19	Tolva	1	SEGÚN PLANOS	INOX-A304	130	130
20	Placa base de rodillos	2	300x370x3	INOX-304	35	70
21	Anillos seguer	8	Ø47	ACERO	2.24	17.92
22	Moto reductor ortogonal	1	¼ HP		315.84	315.84
23	Tapas protectoras	2	450x400x1.5	INOX-304	42	84
24	Bastidor	1	Tubo 1plgx 6500mm	INOX-304	230	230
25	Breaker	1	220 v -10 A-60 HZ		10.45	10.45
26	Botonera	1	220V-15 A- 60Hz		4.50	4.50
27	Tornillo regulador	4	Ø19x200	AISI 1018	4.58	18.32
28	Tuerca de regulador	4	Ø19x25	AISI 1018	1.25	5
29	Tuerca	4	M12	DIN 601	0.25	1
30	Perno	4	5/16plg x 1/2plg	DIN 601	0.32	1.28
31	Cauchos recubre rodillo	4	Ø80 x 200	NITRILLO	86.24	344.96
32	Eje del motor	1	Ø3/4x200	AISI 1018	4.80	4.80
33	Eje del motor	1	Ø3/4x200	AISI 1018	4.80	4.80
34	Cable	3	2 x 16		1.50	4.5
			COSTO MATERIAL			**1405.19**

Tabla 5.7 Determinación de las actividades realizadas para el montaje de la máquina peladora de chochos.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia.

5.11.3. TIEMPO DE UTILIZACIÓN DE MAQUINARIA.

Son todos esos costos por concepto de utilización de maquinaria y equipo como torno, fresadoras, soldadoras, plegadoras, dobladoras.

Nro.	Descripción	Cant.	TORNO		FRESA		SUELDA		DOBLADORA (#	
			(Hrs)	Tot	(Hrs)	Tot	(Hrs)	Tot	DOBLECES)	Tot
1	Eje motriz de rodillo	1	2	**2**	0,5	**0.5**	0,1	**0.1**	0	**0**
2	Eje conducido de rodillo	3	2	**6**	0,5	**0.5**	0,1	**0.1**	0	**0**
3	Tubo de rodillo	4	0,2	**0.8**	0	**0**	0	**0**	0	**0**
4	Tapas de rodillo	4	0,35	**1.4**	0	**0**	0	**0**	0	**0**
5	Apoyo de rodamiento móvil.	4	0.8	**3.2**	0	**0**	0	**0**	0	**0**
6	Apoyo de rodamiento fijo.	4	0,8	**3.2**	0	**0**	0,3	**0**	0	**0**
7	Placa deslizante de rodillo	4	0	**0**	0,5	**2**	0	**0**	0	**0**
8	Catalinas Z=10 de transmisión.	4	0,2	**0.8**	0,4	**1.6**	0	**0**	0	**0**
9	Catalina Z=16 tensora	1	0.2	**0.2**	0.4	**0.4**	0	**0**	0	**0**
10	Polea 2.5”	1	0.25	**0.25**	0.4	**0.4**	0	**0**	0	**0**
11	Polea 4.5”	1	0	**0.25**	0.5	**0.4**	3	**0**	0	**0**
12	Regleta	6	0	**0**	0.5	**3**	0	**0**	0	**0**
13	Tolva	1	0	**0**	0	**0**	4	**4**	14	**14**
14	Placa base de rodillos	2	0	**0**	4	**8**	0	**0**	10	**20**
15	Recolector	1	0	**0**	0	**0**	1	**1**	2	**2**
16	Tapas protectoras	2	0	**0**	0	**0**	2	**4**	8	**16**
17	Bastidor	1	0	**0**	0	**0**	8	**8**	0	**0**
18	Eje del motor	1	0.8	**0.8**	0	**0**	0	**0**	0	**0**

19	Tuerca de regulador	4	0.8	**0.8**	0	**0**	0.1	**0.1**	0	**0**
20	Regulador	4	2	**8**	0	**0**	0	**0**	0	**0**
21	Manija	1	2	**2**	0	**0**	0	**0**	0	**0**
TOTAL Hrs				**29.7**		**16.8**		**18.1**		**52**

Tabla 5.8 Tiempo de utilización de maquinaria.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia.

5.11.4. COSTO UTLIZACIÓN DE MAQUINARIA.

Máquina Herramienta	Tarifa /hora	Tiempo Utilizado	Total.
Torno	7	29.7	207.9
Fresa	8	16.8	134.4
Suelda (TIG)	12	18.1	217.2
Dobladora	0.8	52	41.6
COSTO MAQUINA			**601.1**

Tabla 5.9 Costo total de utilización de maquinaria.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia.

5.11.5. COSTO MANO DE OBRA.

Máquina Herramienta	Tarifa /hora	Tiempo Utilizado	Total.
Torno	3	29.7	89.1
Fresa	5	16.8	84
Suelda (TIG)	9	18.1	162.9
Dobladora	0.5	52	26
COSTO PREVIO			**362**

Tabla 5.10 Costo de mano de obra.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia.

COSTO DIRECTO TOTAL = Costo de Materiales + Costo de Maquinaria + Costo de Mano De obra.

Rubro	Costo en dólares
Costo de materiales	1405.19
Costo de maquinaria	601.1
Costo Mano de obra	362
COSTO TOTAL	**2368.29**

Tabla 5.11 Costo total de utilización de maquinaria.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia.

6. CAPITULO VI
INSTALACIÓN, OPERACIÓN, MANTENIMIENTO Y PRUEBAS.

6.6. INSTALACIÓN.

La máquina se asentará sobre una base de hormigón soportada por medio de regatones ,además se colocarán lainas de caucho para absorber la vibración.

6.7. OPERACIÓN.

Antes de poner en funcionamiento la maquina deben efectuarse las siguientes observaciones.

- Verificar que todos los pernos estén bien ajustados.
- Verificar la alineación de las poleas y catalinas.
- Comprobara la tensión correcta de la banda y cadena.

Antes de realizar la primera carga la máquina debe estar en funcionamiento, durante un tiempo que permita encontrar su punto de equilibrio.

6.8. MANTENIMIENTO.

La cadena, catalinas y guías deben permanecer debidamente lubricadas para evitar el desgaste excesivo, consumir menos potencia y alargar su vida útil. Es recomendable que las catalinas estén protegidas del medio ambiente con una cubierta metálica que permita proteger de impurezas externas. Después del pelado del chocho hay que lavar los rodillos con agua caliente.

Asegúrese de que los ejes estén centrados, paralelos entre sí en todo sentido y además bien soportado por sus rodamientos.

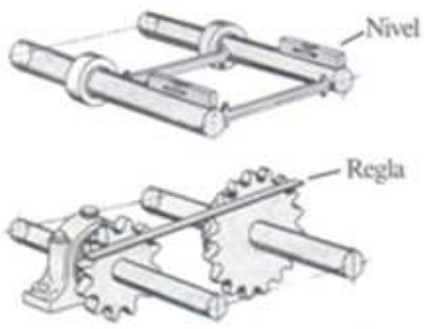


Figura 6.1 Esquema de colocación de catalinas.

Aliñe bien las catalinas conducidas y conductora con una regla apoyada en las caras exteriores de los piñones o aplicando cualquier otro método. El alineamiento asegura una distribución uniforme de la carga en la cadena.

Deje la cadena con un grado pequeño de tensión inicial. La práctica de tensionar las cadenas demasiado, las destruye prematuramente. Así mismo si la cadena trabaja muy floja, produce vibración y ruido con resultados también negativos. Es preferible tensar de nuevo después de unas cien horas de trabajo. Los períodos entre tensionamientos posteriores serán determinados por la observación y el buen criterio. Si es por atenerse a una regla general entonces téngase en cuenta que la curva que forma el tramo flojo de la cadena, debe ser equivalente por lo menos al 2 o 3% de la distancia entre los centros de los ejes. Para cadenas sometidas a choques y fluctuaciones muy fuertes la flecha debe ser del 2%. La longitud de la flecha se toma entre la cadena y una línea recta que corre de un piñón al otro tocándolos tangencialmente. La idea toda quedará clara observando el dibujo a continuación.

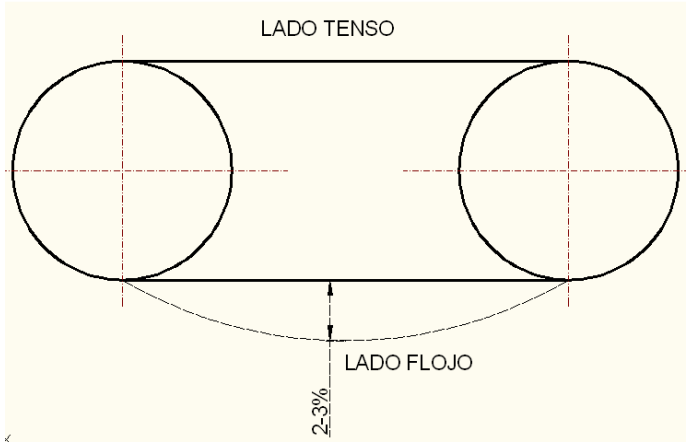


Figura 6.2 Esquema de tensión de la cadena.

Elaboración: Propia.

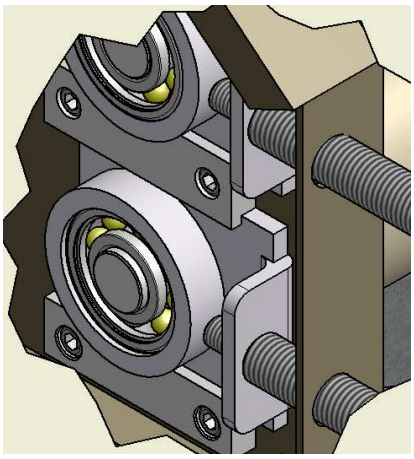
6.8.1. MANTENIMIENTO GENERAL.

Verificar que los pernos guías se encuentren en buenas condiciones para evitar vibraciones.

- Limpiar el polvo acumulado en la parte interna del sistema de transmisión.
- Controlar el desgaste de los rodillos.
- Verificar que las guías estén perfectamente alineadas.

Se debe tomar mayor atención al desgaste de los elementos como catalinas, ejes, rodillos ya que esto depende del tiempo entre cada periodo de reparación y mantenimiento. Se recomienda realizarlos en lapsos de tiempo cortos, para poder realizar un registro adecuado del estado de la máquina.
Posteriormente se recomienda que la periodicidad del mantenimiento sea:
Preventivo: cada 2 meses a 6 meses
Correctivo: cada 2 años aproximadamente, dependiendo de la producción de pelado de chocho.

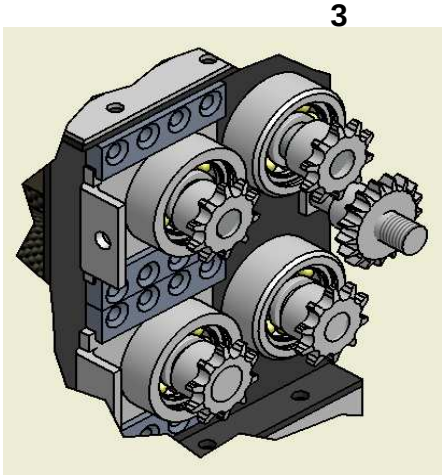
Se recomienda el siguiente cronograma de mantenimiento.

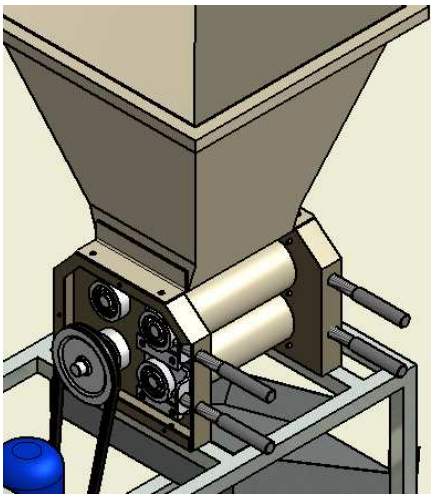


1

2

3





4

Figura 6.3 Esquema de lubricación.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia.

Se recomienda el siguiente cronograma de mantenimiento.

ELEMENTO	ACTIVIDAD	APLICACION	FRECUENCIA
1	CAMBIO DE RODAMIENTO	----------	8000 Hrs.
2	ENGRASADO DE GUIAS	MANUAL	100 Hrs
3	LUBRICACION DE LA CADENA Y CATALINAS	MANUAL	100 Hrs
4	LIMPIEZA DE RODILLOS	MANUAL	8 Hrs

Tabla 6.1 Cronograma de mantenimiento de partes vulnerables de maquina peladora de chochos.

6.8.2. ANOTACIONES IMPORTANTES.

El fabricante no garantiza la máquina si, ésta ha sido modificada estructuralmente por el usuario.

Use la herramienta apropiada para ajustar o ensamblar las partes y piezas de la máquina.

Mientras se sigan las instrucciones de este manual, usted disfrutará por mucho tiempo del buen funcionamiento y rendimiento de esta máquina.

NOTA:

Jamás se debe intervenir en una transmisión cualquiera que sea el propósito, sin antes asegurarse de que la corriente eléctrica esta desconectada o la fuente de potencia apagada. Asegurarse además de que nada ni nadie pueda poner en movimiento la transmisión mientras haya manos interviniendo.

Use el equipo de protección adecuado para los ojos, las manos, los pies, la cabeza, etc, siempre que sea necesario.

6.9. CONCLUSIONES.

- Con el diseño del pelador de rodillos de caucho se llegó a la viabilidad de acelerar el proceso de la separación de la cáscara, para de ésta manera tener en el menor tiempo un producto de calidad.
- Esta es una máquina con poca dificultad de construcción, ya que se dispone en el mercado los materiales y en el taller de equipos necesarios para el mecanizado de sus partes.
- La máquina es de fácil mantenimiento, por su construcción y el acople de sus elementos, ya que se puede montar y desmontar fácilmente y favorece para la revisión y mantenimiento periódico.
- Los altos valores del factor de seguridad en el diseño de ciertas piezas, se les ha considerado normal y factibles; debido a que es una máquina que está sujeta a diversos esfuerzos de manera conjunta ya sea por la mala operabilidad del usuario o por eventos adversos al pelado de chocho.

6.10. RECOMENDACIONES.

- Toda persona antes de operar la máquina debe primero consultar como es su funcionamiento.
- Difundir en otras comunidades este tipo de maquinaria que ayuda a su producción diaria.
- Diseñar otras maquinas que ayuden al proceso de pelado de chocho como, cribadoras, marmitas y así optimicen su producción.
- Investigar el uso de polímeros como elementos que tengan mayor tiempo de vida útil y su construcción sea más fácil.
- El diseño de ésta máquina puede orientar para el diseño y construcción de otras máquinas similares.

BIBLIOGRAFÍA

- R.C. Hibbeler, Mecánica de Materiales , 6ta Ediciòn ,Editorial Pearson, Mexico, 2006.

- SHIGLEY J; Diseño en Ingeniería Mecánica; 5ta edición; editorial McGraw-Hil México; 1995.

- LEYENSETTER; Tecnología de los Oficios Metalúrgicos; editorial Reverté; Barcelona, 1979.

- SHIGLEY-MISCHKE; Diseño en Ingeniería Mecánica; 5ª Ed; Editorial Mc Graw-Hill; México; 1989.

- GEERE James; Resistencia de Materiales; International Thomson Editores; España-Madrid; 2002 ; página 765.

- INEN; Código de Dibujo Técnico Mecánico; Quito; 1981.

- ESREF Isik; Some Engineering Properties of Soybean Grains; Uludag University; Turkey; 2003; Pág. 2.

ANEXOS

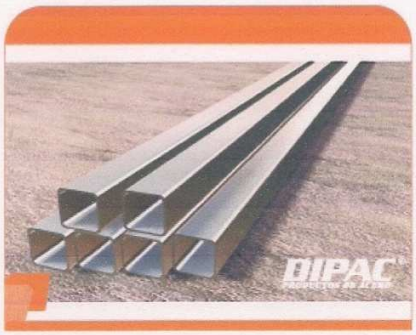
ANEXO A.

DIPAC®
PRODUCTOS DE ACERO

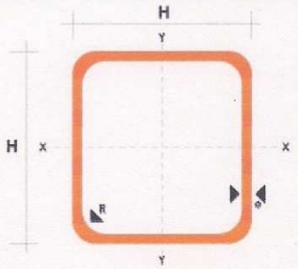
TUBO CUADRADO EN ACERO INOXIDABLE

Especificaciones Generales

Norma	AISI 304
Largo normal	6.00m
Otros largos	Previa consulta
Dimensiones	Desde 1/2" hasta 2"
Espesor	Desde 0.60mm hasta 2.00mm



	DIMENSIONES		PESO				
Pulgadas	H	e	P	AREA	EJES X-X E Y-Y		
				A	I	W	I
	mm	mm	Kg/6m	cm2	cm4	cm3	cm
1/2	12	0.60	1.32	0.27	0.06	0.10	0.47
		0.75	1.86	0.32	0.07	0.12	0.47
		0.95	2.28	0.40	0.08	0.13	0.45
5/8	15	0.60	1.74	0.35	0.12	0.16	0.59
		0.75	2.16	0.41	0.14	0.19	0.58
		0.95	2.70	0.51	0.16	0.21	0.56
3/4	20	0.60	2.22	0.47	0.29	0.29	0.79
		0.75	2.88	0.56	0.34	0.34	0.78
		0.95	3.60	0.70	0.41	0.41	0.77
		1.10	4.20	0.80	0.47	0.47	0.77
		1.50	5.64	1.05	0.58	0.58	0.74
1	25	0.75	3.60	0.71	0.69	0.55	0.99
		0.95	4.50	0.89	0.84	0.67	0.97
		1.10	5.22	1.02	0.95	0.76	0.97
		1.50	7.08	1.35	1.21	0.97	0.95
1 1/4	30	0.95	5.40	1.08	1.50	1.00	1.18
		1.10	6.24	1.24	1.70	1.13	1.17
		1.50	8.46	1.65	2.19	1.47	1.15
1 1/2	40	0.95	7.20	1.46	3.68	1.84	1.59
		1.10	4.34	1.68	4.20	2.10	1.58
		1.50	11.28	2.25	5.48	2.74	1.56
2	50	1.50	14.04	2.85	11.06	4.42	1.97



NOMENCLATURA

A= Area de la selección transversal del tubo, cm2
I= Momento de inercia de la sección, cm4
W= Módulo resistente de la sección, cm3
i= Radio de giro de la sección cm

ANEXO B.

DIPAC®
PRODUCTOS DE ACERO

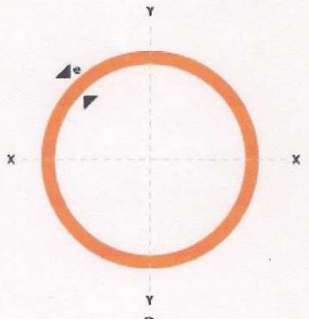
TUBO REDONDO EN ACERO INOXIDABLE

Especificaciones Generales

Norma	AISI 304
Largo Normal	6.00m
Otros largos	previas consulta
dimensiones	Desde 5/8" hasta 2-7/8"
Espesor	Desde 0.80mm hasta 2.00mm

NOMENCLATURA

- **A=** Area de la selección transversal del tubo, cm2
- **I=** Momento de inercia de la sección, cm4
- **W=** Módulo resistente de la sección, cm3
- **i=** Radio de giro de la sección cm



DIAMETRO EXTERIOR (D)		ESPESOR e	PESO P	PROPIEDADES A	I	W	i
Pulg	mm	mm	kg/6m	cm	cm4	cm3	cm
5/8	15.90	0.60	1.44	0.29	0.08	0.11	0.54
		0.75	1.86	0.36	0.10	0.13	0.53
		0.95	2.28	0.44	0.12	0.15	0.51
		1.10	2.64	0.51	0.14	0.18	0.52
		1.50	3.54	0.68	0.18	0.22	0.51
3/4	19.05	0.60	1.74	0.35	0.15	0.16	0.65
		0.75	2.16	0.43	0.19	0.19	0.65
		0.95	2.70	0.54	0.22	0.23	0.64
		1.10	3.18	0.62	0.25	0.26	0.63
		1.50	4.20	0.83	0.32	0.34	0.62
7/8	22.22	0.60	2.04	0.41	0.24	0.21	0.76
		0.75	0.52	0.50	0.29	0.26	0.76
		0.95	3.18	0.63	0.36	0.32	0.75
		1.10	3.66	0.73	0.41	0.37	0.75
		1.50	4.92	0.98	0.53	0.47	0.74
1	25.40	0.60	2.28	0.47	0.36	0.28	0.88
		0.75	2.88	0.58	0.44	0.35	0.87
		0.95	3.60	0.73	0.55	0.43	0.87
		1.10	4.20	0.84	0.62	0.49	0.86
		1.50	5.64	1.13	0.81	0.64	0.85
1 1/4	31.75	0.95	4.50	0.92	1.09	0.69	1.18
		1.10	5.22	1.06	1.24	0.78	1.08
		1.50	7.08	1.43	1.63	1.03	1.07
1 1/2	38.10	0.95	5.40	1.11	1.91	1.00	1.31
		1.10	6.24	1.28	2.19	1.15	1.31
		1.50	8.46	1.72	2.89	1.52	1.30
1 3/4	44.45	0.95	6.24	1.30	3.07	1.38	1.54
		1.10	7.26	1.50	3.52	0.16	1.53
		1.50	9.84	2.02	4.67	2.10	1.52
1 7/8	47.63	0.95	6.78	1.40	3.80	1.60	1.65
		1.10	7.80	1.61	4.35	1.83	1.64
		1.50	10.26	2.17	5.79	2.43	1.63
2	50.80	0.95	7.20	1.49	4.62	1.82	1.76
		1.10	8.34	1.72	5.30	2.09	1.76
		1.50	10.80	2.32	7.06	2.78	1.74
2 3/8	60.33	1.50	13.20	2.77	12.00	3.98	2.08
2 1/2	63.50	1.50	14.04	2.92	14.05	4.42	2.19

ANEXO C.

IBCA

IVAN BOHMAN C.A.

705=AISI 4340
Acero bonificado para maquinaria

GENERALIDADES: 705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros. Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido que los demás aceros aleados para maquinaria. Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de níquel le da má´s templabilidad, lo mismo que la resistencia en caliente.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard es suministrado bonificado, por lo que no se requeriría luego un tratamiento trémico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite.
Suscectible de temple por inducción y tambien puedes someterse a tratamiento de nitrurado.

ANALISIS TÍPICO %

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
705	0.36	0.25	0.70	--	--	1.40	1.40	0.20
AISI 4340	0.35-0.40	0.20-0.35	0.60-0.80	0.04		1.65-2.00	0.70-0.90	0.20-0.30

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4340
DIN	34CrNiMo6
W.Nr	1.6582
JIS	SNCM1
AFNOR	35NCD6

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Resistencia a la Tracción	90-110kg/mm²
Esfuerzo de cedencia	70kg/mm²
Resistencia al impacto,kU	aprox.20 J
Elongación, A5	min12%
Reducción de área,Z	min 45%
Dureza	270-330HB

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia
DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Esta propiedades se garantizan hasta Ø250 mm. Medidas mayores, favor consultarmos.

APLICACIONES:

1.Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:
- ejes
- cardanes
- cigüeñales
- ejes de leva
- tornillería de alta resistencia

2.Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:
- árboles para trituradoras
- ejes de transmisión de grandes dimensiones
- engranajes de temple por llama, inducción o nitruración
- barras de torsión
- portaherramientas

1.Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:
- En la construcciódе equipo pesado para camiones, aviones, equipos militar, etc.

IVAN BOHMAN C.A.

ANEXO D.

IBCA
IVAN BOHMAN C.A.

AISI 1018
Eje de transmición - Tolerancia h10-h11

GENERALIDADES: Acero de bajo contenido de carbono.

ANALISIS TIPICO %

	C	Mn	P	S
SAE 1018	0.15-0.20	0.60-0.90	0.040	0.050

PROPIEDADES MECÁNICAS:

Suministrado laminado en frío (medidas pequeñas hasta 2 1/2) o torneado (medidas hasta 6"). Las medidas 7",8",9" y 10"son suministradas laminadas en caliente o torneado de desbaste.

Propiedad Laminado en Frío	
Esfuerzo de cedencia,kg/mm²	mim.31
Resistencia a la traccion,kg/mm²	51-71
Elongación, A5	20%
Reducción de área,Z	57%
Dureza	163HB

APLICACIONES

Donde se requiere aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes, como por ej.: pernos y tuercas, piezas de maquinas pequeñas, ejes, bujes, pasadores, grapas, etc. Factible de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.

MEDIDAS EN STOCK

REDONDO

PULGADAS	[illegible]
1/4	0.28
5/16	0.4
3/8	0.6
1/2	1.0
3/4	1.6
5/8	2.2
7/8	3.0
1	4.0
1 1/4	5.0
1 1/8	6.2
1 3/8	7.5
1 1/2	8.9
1 3/4	12.2
2	15.9
2 1/4	20.1
2 1/2	24.8
2 3/4	30.0
3 1/4	35.8
3 1/2	42.0
3 3/4	48.7
4 1/2	55.9
5 1/2	63.6
3	80.5

ANEXO E.

ACERO INOXIDABLE 304
(UNS S30400)

1. Descripción: *éste es el más versátil y uno de los más usados de los aceros inoxidables de la* serie 300. Tiene excelentes propiedades para el conformado y el soldado. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte. Tiene buenas características para la soldadura, no requiere recocido tras la soldadura para que se desempeñe bien en una amplia gama de condiciones corrosivas. La resistencia a la corrosión es excelente, excediendo al tipo 302 en una amplia variedad de ambientes corrosivos incluyendo productos de petróleo calientes o con vapores de combustión de gases. Tiene excelente resistencia a la corrosión en servicio intermitente hasta 870 °C y *en servicio continuo hasta 925°C. No se recomienda para uso continuo entre* 425 - 860°C pero se desempeña muy bien por debajo y por encima de ese rango.

2. Normas involucradas: ASTM A 276

3. Propiedades mecánicas:
Resistencia a la fluencia 310 MPa (45 KSI)
Resistencia máxima 620 MPa (90 KSI)
Elongación 30 % (en 50mm)
Reducción de área 40 %
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

4. Propiedades físicas: Densidad 7.8 g/cm^3 (0.28 lb/in^3)

5. Propiedades químicas:
0.08 % C mín
2.00 % Mn
1.00 % Si
18.0 – 20.0 % Cr
8.0 – 10.5 % Ni
0.045 % P
0.03 % S

6. Usos: sus usos son muy variados, se destacan los equipos para procesamiento de alimentos, enfriadores de leche, intercambiadores de calor, contenedores de productos químicos, tanques para almacenamiento de vinos y cervezas, partes para extintores de fuego.

7. Tratamientos térmicos: éste acero inoxidable no puede ser endurecido por tratamiento térmico. Para el recocido, caliente entre 1010 y 1120°C y enfríe rápidamente

NOTA:
Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumple el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

ACERO INOXIDABLE- AISI 304

ANEXO F.

Electrodos Alambres y Varillas para soldar › Ficha técnica Varilla de aporte ER308

NORMA AWS A5.4 ER308
Varilla desnuda para aporte (TIG)
Empaque:
Caja de 4.54 Kg
Medida:
3/32X36"
Nombre comercial: Varilla de aporte ER308
Marca HARRIS

Código TIG 1130823

FICHA TECNICA

Hola Invitado!, ¿te gustaría abrir una cuenta gratis?

Producto

Características

Verilla de aporte ER308L para proceso de tungsteno gas inerte (TIG) para soldar aceros inoxidables del tipo 302 304 308

Uso y Aplicaciones

Buena liga en soldadura de aceros inoxidables tipo 302 304 308 para piezas donde existe corrosión activa por sustancias orgánicas y fermento

Propiedades mecánicas del deposito

Resistencia Tensil 5700 Kg /cm2 (81.050PSI)
Dureza Brinell 205 (RC 16)
Elongación 35%
Análisis estándar del deposito c 0.07% Mn 1.4% Si 0.40 Cr 2.05 % Ni 10%
Amperaje 60-40 C D P D

ANEXO G.

MEDIDAS DISPONIBLES EN PULGADAS

TIPO A REFERENCIA			TIPO B REFERENCIA				TIPO C REFERENCIA
A-20	A-50	A-80	B-30	B-60	B-90	B-158	C-60
A-21	A-51	A-81	B-31	B-61	B-91	B-162	C-68
A-22	A-52	A-82	B-32	B-62	B-92	B-173	C-75
A-23	A-53	A-83	B-33	B-63	B-93	B-180	C-78
A-24	A-54	A-84	B-34	B-64	B-94	B-195	C-80
A-25	A-55	A-85	B-35	B-65	B-95	B-240	C-90
A-26	A-56	A-86	B-36	B-66	B-96		C-95
A-27	A-57	A-87	B-37	B-67	B-97		C-96
A-28	A-58	A-88	B-38	B-68	B-98		C-100
A-29	A-59	A-90	B-39	B-69	B-100		C-105
A-30	A-60	A-91	B-40	B-70	B-102		C108
A-31	A-61	A-93	B-41	B-71	B-103		C-112
A-32	A-62	A-96	B-42	B-72	B-105		C-120
A-33	A-63	A-97	B-43	B-73	B-107		C-128
A-34	A-64	A-100	B-44	B-74	B-108		C-135
A-35	A-65	A-105	B-45	B-75	B-110		C-136
A-36	A-66	A-112	B-46	B-76	B-112		C-144
A-37	A-67	A-120	B-47	B-77	B-114		C-150
A-38	A-68		B-48	B-78	B-118		C-162
A-39	A-69		B-49	B-79	B-120		C-173
A-40	A-70		B-50	B-80	B-124		C-180
A-41	A-71		B-51	B-81	B-128		C-190
A-42	A-72		B-52	B-82	B-130		C195
A-43	A-73		B-53	B-83	B-132		C-210
A-44	A-74		B-54	B-84	B-134		C-225
A-45	A-75		B-55	B-85	B-136		C-240
A-46	A-76		B-56	B-86	B-140		C-255
A-47	A-77		B-57	B-87	B-142		C-280
A-48	A-78		B-58	B-88	B-144		
A-49	A-79		B-59	B-89	B-150		

DIAMETRO DE POLEAS RECOMENDABLE

TIPO BANDA	DIÁMETRO PRIMITIVO STANDART	DIÁMETRO PRIMITIVO MÍNIMO
A	95 mm	65 mm
B	145 mm	115 mm
C	225 mm	175 mm

AL UTILIZAR POLEAS DE DIAMETRO PEQUEÑOS, SE ACORTA LA VIDA DE LA BANDA, POR QUE NO SOLO HACE QUE LA BANDA SUFRA UN EXCESO DE ESFUERZO CUANDO FLEXIONA, SINO QUE PRODUCE UN DECRECIMIENTO EN LA TRANSMISIÓN DE FUERZAS.

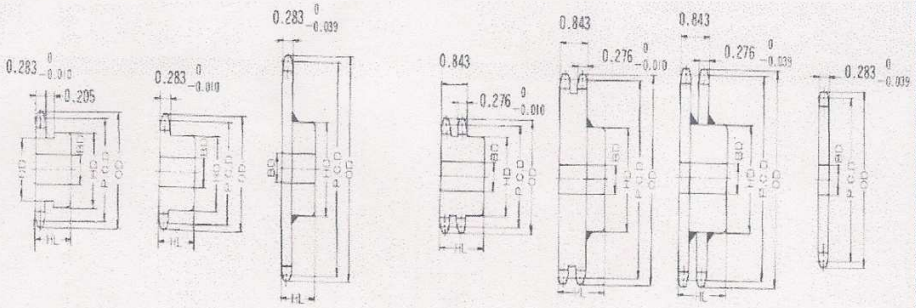
ES ESENCIAL QUE LA BANDA NO CORRA SOBRE POLEAS CUYOS DIAMETROS ESTEN POR DEBAJO DE LOS RECOMENDADOS PARA CADA TIPO DE SECCION COMO SE INDICA EN LA TABLA;

IVAN BOHMAN C.A.

ANEXO H.

IBCA
IVAN BOHMAN C.A.

NK 40 ANSI(ASA) STANDAR SPORCKETS



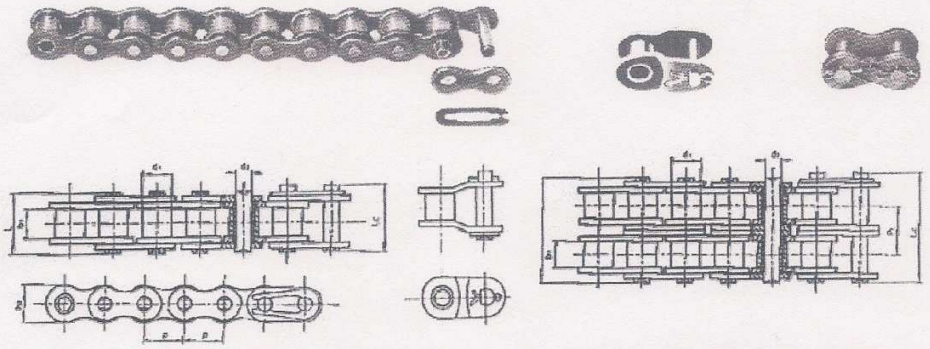
No. of Teeth	Pitch Dia. (P.C.D)	Outside Dia. (OD)	SINGLE B TYPE Bore (OD) Stock	Bore (OD) Max.	Hub HD	Hub HL	Approx. Weight (kg)	Materials	SINGLE B TYPE Bore (OD) Stock	Bore (OD) Max.	Hub HD	Hub HL	Approx. Weight (kg)	Materials	SINGLE A TYPE Bore (BD) Stock	Approx. Weight (kg)	Materials	No. of Teeth
9	1.462	1.67	0.35	0.63	*1.102	0.866	0.11	SAE1040						SAE1040	0.35	0.05	Mild steel (SS41)	9
10	1.618	1.84	0.39	0.71	*1.260	0.866	0.14		0.51	0.63	1.102	1.378	0.28		0.39	0.05		10
11	1.775	2.00	0.43	0.79	*1.417	0.866	0.19		0.55	0.63	1.181	1.378	0.30		0.43	0.09		11
12	1.932	2.17	0.43	0.87	*1.575	0.866	0.22		0.55	0.79	1.378	1.378	0.34		0.43	0.10		12
13	2.089	2.33	0.55	0.79	1.457	0.866	0.23		0.55	0.87	1.535	1.378	0.40		0.55	0.12		13
14	2.247	2.49	0.55	0.98	1.654	0.866	0.28		0.55	0.98	1.693	1.378	0.47		0.55	0.14		14
15	2.405	2.65	0.55	1.10	1.811	0.866	0.34		0.55	1.10	1.850	1.378	0.55		0.55	0.16		15
16	2.563	2.81	0.55	1.18	1.969	0.866	0.40		0.55	1.18	1.969	1.378	0.65		0.55	0.18		16
17	2.721	2.98	0.55	1.26	2.126	0.866	0.46		0.55	1.26	2.126	1.378	0.75		0.55	0.20		17
18	2.879	3.14	0.55	1.38	2.244	0.866	0.51		0.55	1.50	2.323	1.378	0.85		0.55	0.23		18
19	3.038	3.30	0.55	1.57	2.441	0.866	0.59		0.55	1.65	2.480	1.378	0.98		0.55	0.26		19
20	3.196	3.46	0.59	1.77	2.638	0.984	0.76		0.55	1.77	2.638	1.575	1.30		0.59	0.29		20
21	3.355	3.62	0.59	1.89	2.795	0.984	0.85		0.55	1.77	2.677	1.575	1.30		0.59	0.30		21
22	3.513	3.78	0.59	2.01	2.953	0.984	0.95		0.55	1.89	2.835	1.575	1.50		0.59	0.35		22
23	3.672	3.94	0.59	2.01	3.031	0.984	1.00		0.55	2.01	2.992	1.575	1.60		0.59	0.38		23
24	3.831	4.10	0.59	1.65	2.480	0.984	0.84		0.55	2.17	3.150	1.575	1.80		0.59	0.40		24
25	3.989	4.26	0.59	1.65	2.480	0.984	0.88		0.71	2.24	3.307	1.575	2.00		0.59	0.45		25
26	4.148	4.42	0.59	1.65	2.480	0.984	0.92		0.71	2.36	3.465	1.575	2.20		0.59	0.49		26
27	4.307	4.57	0.59	1.65	2.480	0.984	0.96		0.71	2.36	3.622	1.575	2.30		0.59	0.50		27
28	4.466	4.74	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00		0.71	2.60	3.780	1.575	2.50		0.59	0.56		28
29	4.624	4.88	0.59	1.65	2.480	0.984	1.00		0.71						0.59	0.60		29
30	4.783	5.06	0.59	1.65	2.480	0.984	1.10		0.71	2.60	3.937	1.575	2.80		0.59	0.63		30
31	4.942	5.20	0.59	1.77	2.677	1.102	1.20							SAE1040 (Welded hub)	0.59	0.65		31
32	5.101	5.38	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30		0.91	2.60	3.937	1.969	3.05		0.59	0.70		32
33	5.260	5.51	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30								0.59	0.75		33
34	5.419	5.67	0.59	1.77	2.677	1.102	1.30								0.59	0.80		34
35	5.578	5.86	0.59	1.77	2.677	1.102	1.40		0.91	2.60	3.937	1.969	3.10		0.59	0.85		35
36	5.737	6.02	0.67	1.77	2.677	1.102	1.50	Mild steel SS41 (Welded hub)	0.91	2.60	3.937	1.969	3.30		0.71	0.90		36
37	5.896	6.18	0.67	1.77	2.677	1.102	1.55								0.71	0.99		37
38	6.055	6.34	0.67	1.77	2.677	1.102	1.60		0.91	2.60	3.937	1.969	3.50		0.71	1.00		38
39	6.214	6.50	0.67	1.77	2.677	1.102	1.65								0.71	1.15		39
40	6.373	6.65	0.67	1.77	2.677	1.102	1.70		0.91	2.60	3.937	1.969	3.60		0.71	1.20		40
41	6.532	6.81	0.71	1.89	2.874	1.260	2.00								0.71	1.20		41
42	6.691	6.97	0.71	1.89	2.874	1.260	2.05		0.91	2.48	3.661	1.969	4.00		0.71	1.25		42
43	6.850	7.13	0.71	1.89	2.874	1.260	2.10								0.71	1.30		43
44	7.009	7.28	0.71	1.89	2.874	1.260	2.17								0.71	1.35		44
45	7.168	7.45	0.71	1.89	2.874	1.260	2.25		0.91	2.48	3.661	1.969	4.00		0.71	1.40		45
48	7.645	7.93	0.71	1.89	2.874	1.260	2.45		0.91	2.48	3.661	1.969	5.00		0.71	1.63		48
50	7.963	8.23	0.71	1.89	2.874	1.260	2.60		0.91	2.48	3.661	1.969	5.50		0.71	1.80		50
54	8.599	8.89	0.71	1.89	2.874	1.260	2.90		0.91	2.48	3.661	1.969	5.80		0.71	2.00		54
60	9.554	9.84	0.71	1.89	2.874	1.260	3.40		0.91	2.48	3.661	1.969	6.70		0.71	2.60		60
65	10.349	10.63	0.79	2.17	3.268	1.260	4.10		0.91	2.48	3.661	1.969	10020		0.79	3.00		65
70	11.145	11.43	0.79	2.17	3.268	1.260	4.57		0.91	2.48	3.661	1.969	11.50		0.79	3.50		70
72	11.463	11.75	0.79	2.17	3.268	1.260	4.80								0.79	3.70		72
75	11.940	12.24	0.79	2.17	3.268	1.260	5.10								0.79	4.00		75
80	12.736	13.03	0.79	2.36	3.465	1.378	5.90								0.79	4.60		80
84	13.372	13.67	0.79	2.36	3.465	1.378	6.40								0.79	5.10		84
85	13.531	13.82	0.79	2.36	3.465	1.378	6.50								0.79	5.20		85
90	14.327	14.61	0.79	2.36	3.465	1.378	7.15								0.79	5.80		90
92	14.645	14.92	0.79	2.36	3.465	1.378	7.40								0.79	6.10		92
95	15.122	15.44	0.79	2.36	3.465	1.378	7.80								0.79	6.50		95
96	15.282	15.52	0.79	2.36	3.465	1.378	8.00								0.79	6.60		96

ANEXO I.

IBCA
IVAN BOHMAN C.A.
Sirviendo al País desde 1933

ROLLER CHAINS ANSI B29. 1-1975

Rollenketten DIN 8188
Chainnes á rouleaux ISO/R606
Cadenas de rodillos ISO/R606



Chain		Pitch		width between inner plates		Roller diameter		Pin diameter		Pin length		Transverse pitch		Breaking load		weight	
Rollenketten		Teilung		Innere Breite		Roller-Ø		Bolzen-Ø		Bolzenlänge		Mittenabstand		Bruchast		Gewight	
Chaine		Pas		Largeur entre plaques interieures		Diamétre du rouleau		Longueur de l'axe		Longueur de l'axe		Entre-axis transversal		Charge de rupture		Poids	
Cadena		Paso		Ancho entre placas interiores		Diámetros del rodillo		Diámetros del perno		Longitud del perno		Paso transversal		Carga de ruptura		Peso	
ANSI	DIN ISO	P		W max		R max		D max		L max		C		min	min		
N°.	Nr.	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	Lg	Kg	Lb/ft	Kg/m
25		¼	6.35	0.125	3.18	0.130	3.30	0.091	2.31	0.339	8.60			990	450	0.09	0.14
35		3/8	9.525	0.188	4.78	0.200	5.08	0.141	3.59	0.510	12.95			2420	1100	0.22	0.33
40	08A	½	12.70	0.313	7.95	0.312	7.92	0.156	3.97	0.691	17.45			4290	1950	0.41	0.62
41	085	½	12.70	0.251	6.38	0.306	7.77	0.141	3.59	0.567	14.40			2640	1200	0.27	0.41
50	10A	5/8	15.875	0.375	9.53	0.400	10.16	0.200	5.09	0.856	21.75			7040	3200	0.71	1.06
60	12A	¾	19.05	0.500	12.70	0.469	11.91	0.234	5.96	0.059	26.90			9680	4400	1.01	1.50
80	16A	1	25.40	0.625	15.88	0.625	15.87	0.312	7.94	1.390	35.30			16500	7500	1.68	2.50
100	20A	1¼	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	1.699	43.15			25300	11500	2.55	3.80
120	24A	½	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	2.122	53.90			35200	16000	3.76	5.60
140	28A	1¾	44.45	1.000	25.40	1	25.40	0.500	12.71	2.303	58.50			45100	20500	5.10	7.60
160	32A	2	50.80	1.250	31.75	1.125	28.57	0.562	14.29	2.742	69.65			59400	27000	6.38	9.50
200	40A	2½	63.50	1.250	38.10	1.562	39.67	0.781	19.85	3.398	86.30			99000	45000	11.02	16.40
25-2		¼	6.35	0.125	3.18	0.130	3.30	0.091	2.31	0.691	15.00	0.252	6.40	1760	800	0.18	0.26
35-2		3/8	9.525	0.188	4.78	0.200	5.08	0.141	3.59	0.907	23.05	0.398	10.10	3970	1800	0.42	0.64
40-2	08A-2	½	12.70	0.313	7.95	0.312	7.92	0.156	3.97	1.254	39.85	0.567	14.40	7050	3200	0.80	1.20
50-2	10A-2	5/8	15.875	0.375	9.53	0.400	10.16	0.200	5.09	1.569	31.85	0.713	18.10	10700	4860	1.36	2.02
60-2	12A-2	¾	19.05	0.500	12.70	0.469	11.91	0.234	5.96	1.957	49.70	0.898	22.80	15600	7040	2.02	3.00
80-2	16A-2	1	25.40	0.625	15.88	0.625	15.87	0.312	7.94	2.543	64.60	1.154	29.30	27300	12400	3.38	5.02
100-2	20A-2	1¼	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	3.108	78.95	1.409	35.80	41000	18600	5.12	7.64
120-2	24A-2	1½	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	3.903	99.30	1.787	45.40	59500	27000	7.38	10.98
140-2	28A-2	1¾	44.45	1.000	25.40	1	25.40	0.500	12.71	4.228	107.40	1.925	48.90	80700	36600	9.36	13.92
160-2	32A-2	2	50.80	1.250	31.75	1.125	28.57	0.562	14.29	5.045	128.15	2.303	58.50	104900	47600	12.58	18.72
200-2	40A-2	2½	63.50	1.500	38.10	1.562	39.67	0.781	19.85	6.217	157.90	2.819	71.60	164000	74400	21.40	31.84

ANEXO J.

REGLAMENTO DE BUENAS PRÁCTICAS PARA ALIMENTOS PROCESADOS

NORMA: Decreto Ejecutivo 3253 STATUS: **Vigente**
PUBLICADO: Registro Oficial 696 FECHA: 4 de Noviembre de 2002

Gustavo Noboa Bejarano
PRESIDENTE CONSTITUCIONAL DE LA REPUBLICA

DE LOS EQUIPOS Y UTENSILIOS

Art. 8.- La selección, fabricación e instalación de los equipos deben ser acorde a las operaciones a realizar y al tipo de alimento a producir. El equipo comprende las máquinas utilizadas para la fabricación, llenado o envasado, acondicionamiento, almacenamiento, control, emisión y transporte de materias primas y alimentos terminados.

Las especificaciones técnicas dependerán de las necesidades de producción y cumplirán los siguientes requisitos:

1. Construidos con materiales tales que sus superficies de contacto no transmitan substancias tóxicas, olores ni sabores, ni reaccionen con los ingredientes o materiales que intervengan en el proceso de fabricación.

2. Debe evitarse el uso de madera y otros materiales que no puedan limpiarse y desinfectarse adecuadamente, a menos que se tenga la certeza de que su empleo no será una fuente de contaminación indeseable y no represente un riesgo físico.

3. Sus características técnicas deben ofrecer facilidades para la limpieza, desinfección e inspección y deben contar con dispositivos para impedir la contaminación del producto por lubricantes, refrigerantes, sellantes u otras

substancias que se requieran para su funcionamiento.

4. Cuando se requiera la lubricación de algún equipo o instrumento que por razones tecnológicas esté ubicado sobre las líneas de producción, se debe utilizar substancias permitidas (lubricantes de grado alimenticio).

5. Todas las superficies en contacto directo con el alimento no deben ser recubiertas con pinturas u otro tipo de material desprendible que represente un riesgo para la inocuidad del alimento.

6. Las superficies exteriores de los equipos deben ser construidas de manera que faciliten su limpieza.

7. Las tuberías empleadas para la conducción de materias primas y alimentos deben ser de materiales resistentes, inertes, no porosos, impermeables y fácilmente desmontables para su limpieza.

8. Los equipos se instalarán en forma tal que permitan el flujo continuo y racional del material y del personal, minimizando la posibilidad de confusión y contaminación.

9. Todo el equipo y utensilios que puedan entrar en contacto con los alimentos deben ser de materiales que resistan la corrosión y las repetidas operaciones de limpieza y desinfección.

Art. 9.- MONITOREO DE LOS EQUIPOS: Condiciones de instalación y funcionamiento.

1. La instalación de los equipos debe realizarse de acuerdo a las recomendaciones del fabricante.

ANEXO K. MOMENTOS DE INERCIA DE LOS ELEMENTOS

Datos a Ingresar
Resultados

	Densidad (ρ)	Altura (h)	Masa (m)	Diametro Int. (di)	Diametro Ext. (de)	Inercia (I)	Volumen (v)
	kg/m³	m	Kg	m	m	Kg-m²	m³
Eje M	7850	0,86	1,914106979	-------	0,019	8,637E-05	2,438E-04
Polea 2.5	2700	4,20E-02	0,326977532	0,019	0,0635	1,796E-04	1,211E-04
Polea 4.5	2700	4,70E-02	1,266122041	0,019	0,1143	2,125E-03	4,689E-04

	Densidad (ρ)	Altura (h)	Masa (m)	Diametro Int. (di)	Diametro Ext. (de)	Inercia (I)	Volumen (v)
	kg/m³	m	Kg	m	m	Kg-m²	m³
Eje 1	7850	0,344	1,32555885	-------	0,025	1,036E-04	1,689E-04
Rodamiento 1-1	7850	1,20E-02	0,100915104	0,02	0,042	2,730E-05	1,286E-05
Rodamiento 1-2	7850	1,20E-02	0,100915104	0,02	0,042	2,730E-05	1,286E-05
Tapa 1-1	7850	6,00E-03	0,065661404	0,023	0,048	2,325E-05	8,365E-06
Tapa 1-1	7850	6,00E-03	0,065661404	0,023	0,048	2,325E-05	8,365E-06
Tubo 1	7850	2,00E-01	0,582210108	0,0428	0,048	3,010E-04	7,417E-05
Caucho 1	1120	2,00E-01	0,720607642	0,048	0,08	7,840E-04	6,434E-04

	Densidad (ρ)	Altura (h)	Masa (m)	Diametro Int. (di)	Diametro Ext. (de)	Inercia (I)	Volumen (v)
	kg/m³	m	Kg	m	m	Kg-m²	m³
Eje 2	7850	0,29	1,117476938	-------	0,025	8,730E-05	1,424E-04
Rodamiento 2-1	7850	1,20E-02	0,100915104	0,02	0,042	2,730E-05	1,286E-05
Rodamiento 2-2	7850	1,20E-02	0,100915104	0,02	0,042	2,730E-05	1,286E-05
Tapa 2-1	7850	6,00E-03	0,065661404	0,023	0,048	2,325E-05	8,365E-06
Tapa 2-2	7850	6,00E-03	0,065661404	0,023	0,048	2,325E-05	8,365E-06
Tubo 1	7850	2,00E-01	0,582210108	0,0428	0,048	3,010E-04	7,417E-05
Caucho 1	1120	2,00E-01	0,720607642	0,048	0,08	7,840E-04	6,434E-04

RESUMEN

Cant.	Denominaciòn	Inercia (I)
		Kg-m²
1	Eje M	8,637E-05
1	Polea 2.5	1,796E-04
1	Polea 4.5	2,125E-03
	Total	2,391E-03

Cant.	Denominaciòn	Inercia (I)
		Kg-m²
1	Eje 1	1,036E-04
1	Rodamiento 1-1	2,730E-05
1	Rodamiento 1-2	2,730E-05
1	Tapa 1-1	2,325E-05
1	Tapa 1-1	2,325E-05
1	Tubo 1	3,010E-04
1	Caucho 1	7,840E-04
	Total	1,290E-03

Cant.	Denominaciòn	Inercia (I)
		Kg-m²
1	Eje 2	8,730E-05
1	Rodamiento 2-1	2,730E-05
1	Rodamiento 2-2	2,730E-05
1	Tapa 2-1	2,325E-05
1	Tapa 2-2	2,325E-05
1	Tubo 1	3,010E-04
1	Caucho 1	7,840E-04
	Total	1,273E-03

ANEXO L. TABLAS CORRESPONDIENTES AL ANÁLISIS MUESTRAL DE LAS DIMENSIONES, PESO , DENSIDAD Y CHOCHOS POR KILOGRAMO

Item	Largo	Ancho	Espesor	Item	Largo	Ancho	Espesor
1	13,4	10,6	7,1	21	11,5	10	5,4
2	13,5	10,6	5,7	22	15,2	12,6	7,2
3	13,6	10,3	6,3	23	13,6	10,1	5,1
4	13,1	11,1	6,5	24	13,3	10,6	6,4
5	15	11,4	6,7	25	14	11	5,6
6	12	9,2	5,6	26	13,4	11	6
7	14,1	11,2	7	27	13,2	11	5,7
8	12,6	10,5	6	28	12,3	10,3	5,4
9	12,4	10,1	6,2	29	11,7	10	6,1
10	13,5	10	6,9	30	14	11,2	5,6
11	12,6	9,9	6,1	31	11,6	9,7	6,3
12	13,9	10,9	6,6	32	14,3	11,2	6,2
13	13,1	11,3	6,2	33	13,4	10,6	7,1
14	13,8	12,5	7,1	34	13,5	10,6	5,7
15	14,6	11,3	7,1	35	13,6	10,3	6,3
16	14,8	12	6,9	36	13,1	11,1	6,5
17	12,4	9,1	5,7	37	15	11,4	6,7
18	13,1	10,1	6,6	38	12	9,2	5,6
19	14	11	7,6	39	14,1	11,2	7
20	13,4	10,4	6,1	40	12,6	10,5	6
Item	**Largo**	**Ancho**	**Espesor**	**Item**	**Largo**	**Ancho**	**Espesor**
41	12,4	10,1	6,2	61	12,6	9,9	6,1
42	13,5	10	6,9	62	13,9	10,9	6,6
43	12,6	9,9	6,1	63	13,1	11,3	6,2
44	13,9	10,9	6,6	64	13,8	12,5	7,1
45	13,1	11,3	6,2	65	14,6	11,3	7,1
46	13,8	12,5	7,1	66	14,8	12	6,9
47	14,6	11,3	7,1	67	12,4	9,1	5,7
48	14,8	12	6,9	68	13,1	10,1	6,6
49	12,4	9,1	5,7	69	14	11	7,6
50	13,1	10,1	6,6	70	13,4	10,4	6,1
51	13,4	10,6	7,1	71	11,5	10	5,4
52	13,5	10,6	5,7	72	15,2	12,6	7,2
53	13,6	10,3	6,3	73	13,6	10,1	5,1
54	13,1	11,1	6,5	74	13,3	10,6	6,4
55	15	11,4	6,7	75	14	11	5,6
56	12	9,2	5,6	76	13,4	11	6
57	14,1	11,2	7	77	13,2	11	5,7
58	12,6	10,5	6	78	12,3	10,3	5,4
59	12,4	10,1	6,2	79	11,7	10	6,1
60	13,5	10	6,9	80	14	11,2	5,6

PESO

MUESTRA	PESO (gr)	MUESTRA	PESO (gr)
1	8,56	21	8,56
2	8,48	22	8,54
3	8,51	23	8,48
4	8,53	24	8,49
5	8,55	25	8,47
6	8,6	26	8,49
7	8,56	27	8,53
8	8,54	28	8,51
9	8,48	29	8,56
10	8,49	30	8,48
11	8,47	31	8,51
12	8,49	32	8,53
13	8,53	33	8,55
14	8,51	34	8,6
15	8,56	35	8,56
16	8,48	36	8,54
17	8,51	37	8,48
18	8,53	38	8,49
19	8,55	39	8,47
20	8,6	40	8,49
MUESTRA	**PESO (gr)**	**MUESTRA**	**PESO (gr)**
41	8,53	61	8,47
42	8,51	62	8,49
43	8,56	63	8,53
44	8,48	64	8,51
45	8,51	65	8,56
46	8,53	66	8,48
47	8,55	67	8,51
48	8,6	68	8,53
49	8,56	69	8,55
50	8,54	70	8,6
51	8,56	71	8,56
52	8,48	72	8,54
53	8,51	73	8,48
54	8,53	74	8,49
55	8,55	75	8,47
56	8,6	76	8,49
57	8,56	77	8,53
58	8,54	78	8,51
59	8,48	79	8,56
60	8,49	80	8,48

DENSIDAD

ITEM	VOL (m3)	ITEM	VOL (m3)
1	7,1400E-06	21	7,1400E-06
2	7,1800E-06	22	7,1800E-06
3	7,2100E-06	23	7,2100E-06
4	7,2200E-06	24	7,2200E-06
5	7,1900E-06	25	7,1900E-06
6	7,1700E-06	26	7,1700E-06
7	7,1600E-06	27	7,1600E-06
8	7,1800E-06	28	7,1800E-06
9	7,1400E-06	29	7,1400E-06
10	7,1600E-06	30	7,1600E-06
11	7,1300E-06	31	7,1300E-06
12	7,1500E-06	32	7,1500E-06
13	7,1600E-06	33	7,1600E-06
14	7,2400E-06	34	7,2400E-06
15	7,2300E-06	35	7,2300E-06
16	7,1800E-06	36	7,1800E-06
17	7,2400E-06	37	7,2400E-06
18	7,2100E-06	38	7,2100E-06
19	7,1900E-06	39	7,1900E-06
20	7,2300E-06	40	7,2300E-06
ITEM	VOL (m3)	ITEM	VOL (m3)
41	7,1400E-06	61	7,1400E-06
42	7,1800E-06	62	7,1800E-06
43	7,2100E-06	63	7,2100E-06
44	7,2200E-06	64	7,2200E-06
45	7,1900E-06	65	7,1900E-06
46	7,1700E-06	66	7,1700E-06
47	7,1600E-06	67	7,1600E-06
48	7,1800E-06	68	7,1800E-06
49	7,1400E-06	69	7,1400E-06
50	7,1600E-06	70	7,1600E-06
51	7,1300E-06	71	7,1300E-06
52	7,1500E-06	72	7,1500E-06
53	7,1600E-06	73	7,1600E-06
54	7,2400E-06	74	7,2400E-06
55	7,2300E-06	75	7,2300E-06
56	7,1800E-06	76	7,1800E-06
57	7,2400E-06	77	7,2400E-06
58	7,2100E-06	78	7,2100E-06

59	7,1900E-06	79	7,1900E-06
60	7,2300E-06	80	7,2300E-06

CHOCHOS POR KILOGRAMO

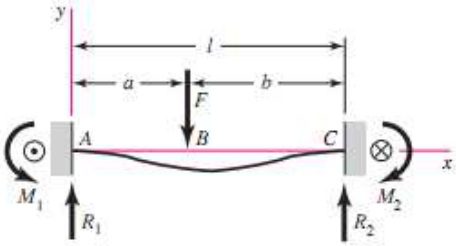
MUESTRA	Chochos/Kg
1	2750
2	2650
3	2710
4	2790
5	2815
6	2701
7	2766
8	2808
9	2780
10	2730
11	2801
12	2790
13	2670
14	2750
15	2738
16	2768
17	2766
18	2670
19	2810
20	2770
21	2757
22	2754
23	2790
24	2670

ANEXO M.

AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

				Resistencia (a la tensión)		
Número	Material	Condición	Fluencia S_{yt} MPa (kpsi)	Última S_{ut} MPa (kpsi)	A la fractura, σ_{fr} MPa (kpsi)	Coeficiente σ_0, MPa (kpsi)
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)†	620 (90.0)
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)†	992 (144)
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)†	758 (110)
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273)†
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255)†
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221)†	1 410 (205)
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233)†	1 270 (185)

ANEXO N.



$$R_1 = \frac{Fb^2}{l^3}(3a+b) \qquad R_2 = \frac{Fa^2}{l^3}(3b+a)$$

$$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} \qquad M_2 = \frac{Fa^2b}{l^2}$$

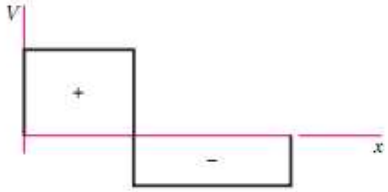
$$V_{AB} = R_1 \qquad V_{BC} = -R_2$$

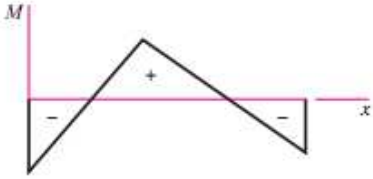
$$M_{AB} = \frac{Fb^2}{l^3}[x(3a+b) - al]$$

$$M_{BC} = M_{AB} - F(x-a)$$

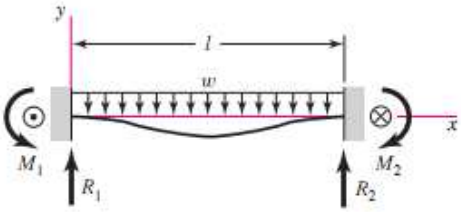
$$y_{AB} = \frac{Fb^2x^2}{6EIl^3}[x(3a+b) - 3al]$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2(l-x)^2}{6EIl^3}[(l-x)(3b+a) - 3bl]$$





16 Fixed supports—uniform load



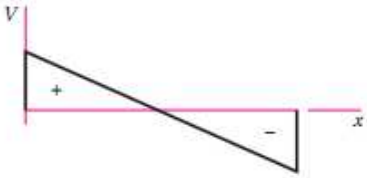
$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \qquad M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12}$$

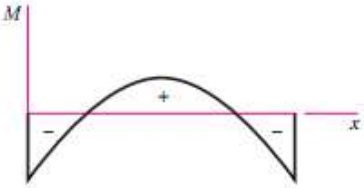
$$V = \frac{w}{2}(l-2x)$$

$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l-x)^2$$

$$y_{max} = -\frac{wl^4}{384EI}$$

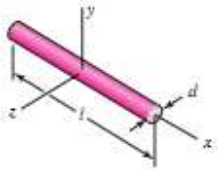




ANEXO O.

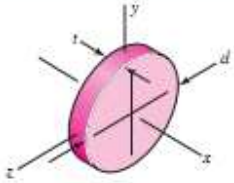
Part 2 Properties of Solids (ρ = Density, Weight per Unit Volume)

Rods



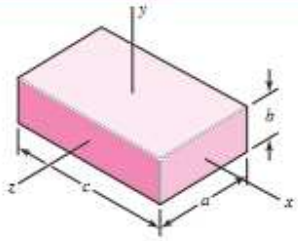
$$m = \frac{\pi d^2 l \rho}{4g} \qquad I_y = I_z = \frac{ml^2}{12}$$

Round disks



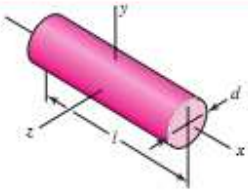
$$m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4g} \qquad I_x = \frac{md^2}{8} \qquad I_y = I_z = \frac{md^2}{16}$$

Rectangular prisms



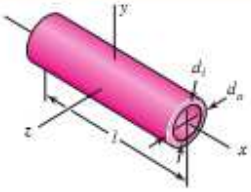
$$m = \frac{abc\rho}{g} \qquad I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2) \qquad I_y = \frac{m}{12}(a^2 + c^2) \qquad I_z = \frac{m}{12}(b^2 + c^2)$$

Cylinders



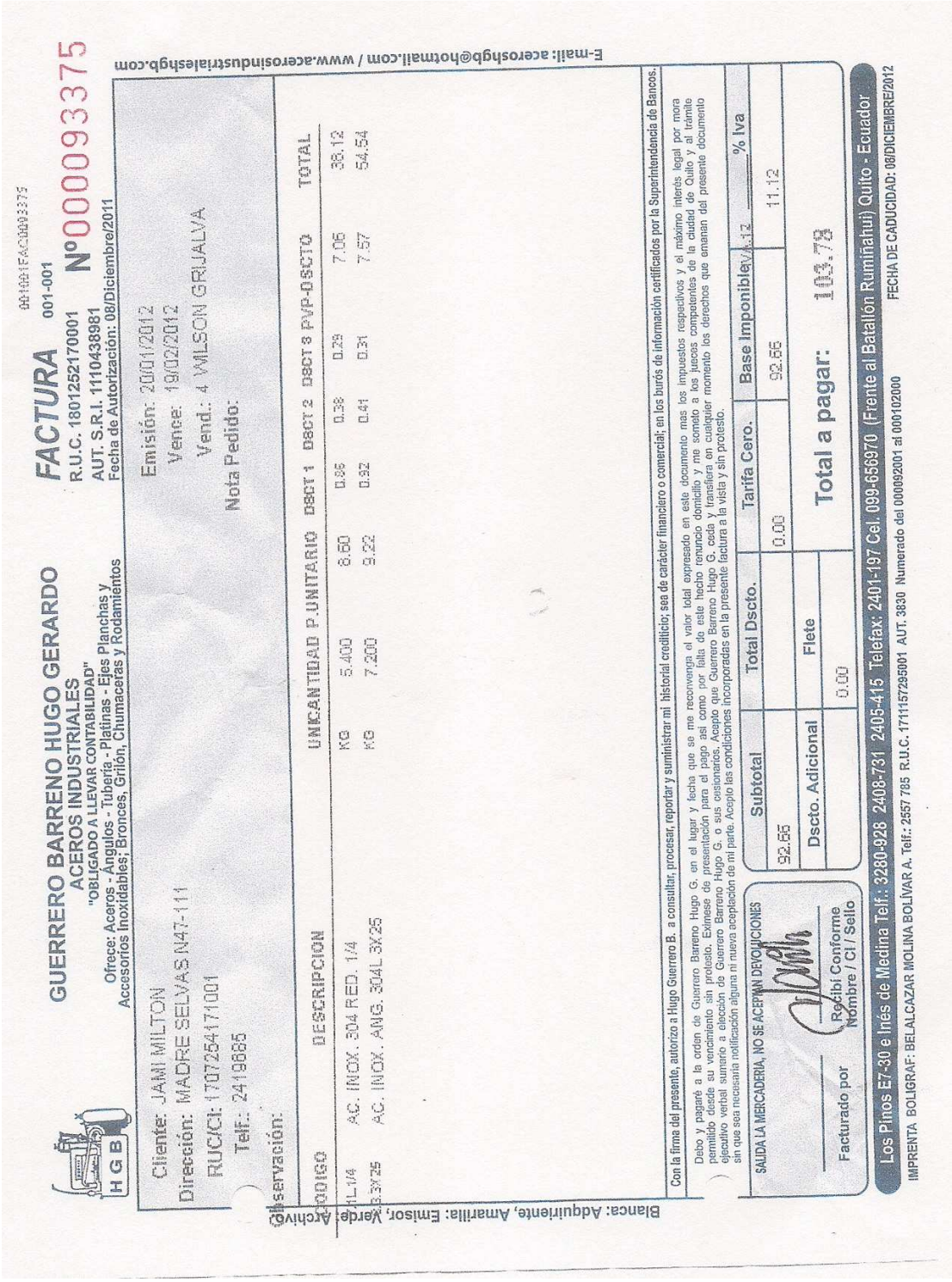
$$m = \frac{\pi d^2 l \rho}{4g} \qquad I_x = \frac{md^2}{8} \qquad I_y = I_z = \frac{m}{48}(3d^2 + 4l^2)$$

Hollow cylinders



$$m = \frac{\pi\left(d_o^2 - d_i^2\right) l\rho}{4g} \qquad I_x = \frac{m}{8}\left(d_o^2 + d_i^2\right) \qquad I_y = I_z = \frac{m}{48}\left(3d_o^2 + 3d_i^2 + 4l^2\right)$$

ANEXO P. (FACTURAS)



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
Ofrece: Aceros - Angulos - Tubería - Platinas - Ejes Planchas y Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

H G B

FACTURA 001-001 Nº000093375
R.U.C. 1801252170001
AUT. S.R.I. 1110438981
Fecha de Autorización: 08/Diciembre/2011

E-mail: acerosfgb@hotmail.com / www.acerosindustrialesfgb.com

Cliente: JAMI MILTON
Dirección: MADRE SELVAS N47-111
RUC/CI: 1707254171001
Telf.: 2419885
Observación:

Emisión: 20/01/2012
Vence: 19/02/2012
Vend.: 4 WILSON GRIJALVA
Nota Pedido:

CODIGO	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	P.UNITARIO	DSCT 1	DSCT 2	DSCT 3	PVP-DSCTO	TOTAL
AL1/4	AC. INOX. 304 RED. 1/4	KG	5.400	8.60	0.86	0.38	0.29	7.06	38.12
B3X25	AC. INOX. ANG. 304L 3X25	KG	7.200	9.22	0.92	0.41	0.31	7.57	54.54

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial; en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Guerrero Barrero Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconvenga el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y el máximo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesto. Eximese de presentación para el pago así como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al trámite ejecutivo verbal sumario a elección de Guerrero Barrero Hugo G. o sus cesionarios. Acepto que Guerrero Barrero Hugo G. ceda y transfiera en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Facturado por

Recibí Conforme
Nombre / CI / Sello

Subtotal	Total Dscto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	% Iva
92.66		0.00	92.66	11.12
Dscto. Adicional	Flete	Total a pagar:	103.78	
	0.00			

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador

IMPRENTA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLÍVAR A. Telf.: 2557 785 R.U.C. 1711157295001 AUT. 3830 Numerado del 000092001 al 000102000

FECHA DE CADUCIDAD: 08/DICIEMBRE/2012

Blanca: Adquiriente, Amarilla: Emisor, Verde: Archivo

001001FAC0092014

GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO

ACEROS INDUSTRIALES

"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"

Ofrece: Aceros - Ángulos - Tubería - Platinas - Ejes Planchas y Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA 001-001

R.U.C. 1801252170001

AUT. S.R.I. 1110438981

Fecha de Autorización: 08/Diciembre/2011

Nº 000092914

Cliente: JAMI MILTON

Dirección: MADRE SELVAS N47-111

RUC/CI: 1707254171001

Telf.: 2419685

Observación:

Emisión: 09/01/2012

Vence: 08/02/2012

Vend.: 4 WILSON GRIJALVA

Nota Pedido:

CODIGO	DESCRIPCION	UN	CANTIDAD	P.UNITARIO	DSCT 1	DSCT 2	DSCT 3	PVP-DSCTO	TOTAL
1.25	AC. 705/4340 RED. 25 MM	KG	1.400	5.95	0.69	0.31	0.23	5.70	7.99
1.25	AC. 705/4340 RED. 25 MM	KG	3.600	5.95	0.69	0.31	0.23	5.70	20.54

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial; en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconvenga el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y el máximo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesto. Eximese de presentación para el pago asi como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al trámite ejecutivo verbal sumario a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus cesionarios. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. ceda y transfiera en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Facturado por

Recibí Conforme
Nombre / CI / Sello

Subtotal	Total Dscto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	IVA 12 % Iva
28.53		0.00	28.53	3.42
Dscto. Adicional	Flete	Total a pagar:	31.95	
	0.00			

Blanca: Adquiriente, Amarilla: Emisor, Verde: Archivo

E-mail: aceroshgb@hotmail.com / www.acerosindustrialeshgb.com

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador

IMPRENTA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLÍVAR A. Telf.: 2557 785 R.U.C. 1711157295001 AUT. 3830 Numerado del 000092001 al 000102000

FECHA DE CADUCIDAD: 08/DICIEMBRE/2012

OXICORTES

TODAS LAS FORMAS DEL ACERO

Matriz: Dir.: Monteserrin - Av. De las Palmeras N48-80 y Av. Eloy Alfaro (sector El Inca) Telefax: 2275 163 Quito - Ecuador

"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"

Jaramillo Marin Diana Faisuri

R.U.C. 1711908226001

FACTURA

Nº001-001- 0019759

Válido hasta 12 / OCTUBRE / 2012

Aut. S.R.I. 1110211170

Fecha: 29/12/2011

R.U.C./C.I: 1707254171001 Guía de Remisión:

Cliente: ING MILTON JAMI

Dirección: AV. EL INCA MADRE SELVA Telf.: 2419-685

CANT.	DETALLE	V. UNIT.	V. TOTAL
4,00	PL80X70X6	1,0030	4,012
8,00	PL83X23X10	1,1051	8,841

Danilo

ENTREGADO

OBSERVACIONES

SUBTOTAL	12,85
IVA. .....%	1,54
TOTAL USD $	14,40

RECIBI CONFORME

FIRMA AUTORIZADA

LOPEZ LOPEZ JUAN PATRICIO · 2650-332 R.U.C. 1704348828001 AUTORIZACION S.R.I. 1599 FECHA AUTORIZACION 12 / 10 / 2011

Nº DEL 19301 AL 21300 ORIGINAL: CLIENTE COPIA AMARILLA: EMISOR COPIA VERDE: SIN VALOR PARA EFECTOS TRIBUTARIOS

Tesis Danilo

001001FAC0003376

GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO

ACEROS INDUSTRIALES

"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"

Ofrece: Aceros - Ángulos - Tubería - Platinas - Ejes Planchas y Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

HGB

FACTURA 001-001

R.U.C. 1801252170001

AUT. S.R.I. 1110438981

Fecha de Autorización: 08/Diciembre/2011

Nº 000093376

Cliente: JAMI MILTON

Dirección: MADRE SELVAS N47-111

RUC/CI: 1707254171001

Telf.: 2419685

Observación:

Emisión: 20/01/2012

Vence: 19/02/2012

Vend.: 4 WILSON GRIJALVA

Nota Pedido:

CODIGO	DESCRIPCION	UN	CANTIDAD	P.UNITARIO	DSCT 1	DSCT 2	DSCT 3	PVP-DSCTO	TOTAL
6.CMB.6204	RODAMIENTO CMB. 6204 2RS	UNI	7.000	1.33	0.13	0.06	0.04	1.09	7.66

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial; en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconvenga el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y el máximo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesto. Eximese de presentación para el pago asi como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al trámite ejecutivo verbal sumario a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus cesionarios. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. ceda y transfiera en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Facturado por

Recibí Conforme
Nombre / CI / Sello

Subtotal	Total Dscto.	Tarifa Cero.	Base Imponible IVA 12	_____% Iva
7.66		0.00	7.66	0.92
Dscto. Adicional	**Flete**	**Total a pagar:**	8.58	
	0.00			

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador

IMPRENTA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLÍVAR A. Telf.: 2557 785 R.U.C. 1711157295001 AUT. 3830 Numerado del 000092001 al 000102000

FECHA DE CADUCIDAD: 08/DICIEMBRE/2012

Blanca: Adquiriente, Amarilla: Emisor, Verde: Archivo

E-mail: aceroshgb@hotmail.com / www.acerosindustrialeshgb.com

SUPERCAUCHOS WALDORIJ Cía. Ltda.

ESTABLECIMIENTO 001: FABRICA
Cristiania De los Aceitunos E3-143 y Av. Eloy Alfaro
Email:supercauch@yahoo.com • Telfs. 247-6869 • 247-1907
ESTABLECIMIENTO 002: ALMACEN NORTE
Urbanización Plan Víctoria • Av.de los Algarrobos E 4-35
y César Dávila • Telfs. 241-6565 • Telefax: 240-8615
Quito - Ecuador

Solucionamos sus problemas en caucho ORINGS de todo diámetro, Empaques, Retenedores, Bases, Acoples, Repuestos de caucho para toda Máquina Industrial, Mangueras y Rencauche de Rodillos

RUC. 1791082311001

FACTURA

Serie 002-001

002001000786 **000007864**

Aut. SRI.1110040274
Fecha de Aut. 31-08-2011
GUIA DE REMISION #

FECHA 31/01/2012 09:34:04 FECHA VENCIMIENTO 01/02/2012
EMPRESA JAMI LEMA MILTON SALOMON
DIRECCION/TELF. MADRESELVAS N47-111 2419685
RUC./CI. 1707254171001 VENDEDOR LILIAN SIMBAÑA

CANT.	REF.	DETALLE	V.UNITARIO	V.TOTAL
4.00	RA-47.6X60X200	RA47.5 ØE-60 L-200MM ROD ARRASTRE NIT60-56B	77.0000	308.00

Total en letras TRESCIENTOS CUARENTA Y CUATRO 96/100 ***** Dólares

La cancelación debe hacerse con cheque cruzado a la orden d UPER CAUCHOS WALDORIJ Cía Ltda.

% Sub-total	308.00
Descuento	
Sub-total	308.00
% IVA. 12	36.96
TOTAL $	344.96

Cancela: BCO. CH.# Fecha: Ord. Trabajo No. 3054

DEBO Y PAGARÉ INCONDICIONALMENTE A LA ORDEN DE SUPER CAUCHOS WALDORIJ CÍA LTDA. EN LA CIUDAD Y FECHA QUE SE RECONVENGA EL VALOR TOTAL EXPRESADO EN ESTE DOCUMENTO. MÁS EL MÁXIMO INTERÉS LEGAL POR MORA AUTORIZADO. SIN PROTESTO EXÍMESE DE PRESENTACIÓN PARA EL PAGO ASÍ COMO EL AVISO POR FALTA DE ESTE HECHO. DENUNCIO DOMICILIO Y ME SOMETO A LOS JUECES COMPETENTES DE LA CIUDAD DE QUITO Y AL TRÁMITE EJECUTIVO O VERBAL SUMARIO A ELECCIÓN DE LA EMPRESA VENDEDORA O SUS CESIONARIOS . ACEPTO QUE LA EMPRESA VENDEDORA CEDA Y TRANSFIERA EN CUALQUIER MOMENTO LOS DERECHOS QUE DE ESTE DOCUMENTO SIN QUE SEA NECESARIA NOTIFICACIÓN ALGUNA NI NUEVA ACEPTACIÓN DE MI PARTE. SUSCRIBO ESTE PAGARÉ EN CONFORMIDAD CON TODOS SUS TERMINOS

Cliente-Recibí conforme

ALMACEN
Elaborado por:

VALIDO PARA SU EMISION
HASTA 31/AGOSTO/2012

Original - CLIENTE • Copia Rosada - EMISOR
(Copia Amarilla -CONTABILIDAD • SIN DERECHO A CREDITO TRIBUTARIO)

IMP. OFFSET AMERICANA-ZAPATA LOYOS DIEGO RUBEN • RUC :1708033434001 • TELEFAX 3264315 • AUT. SRI. 1540 • Impresión 2011-06-31 • DEL 7.201 a 8.900

RODARESA

RODAMIENTOS Y RETENEDORES

Zambrano Bello Laura Alegría
Matriz: Av. 10 de Agosto N47-268 y Capitán Rafael Ramos - Quito
Establecimiento: Av. 10 de Agosto N47-268 y Capitán Rafael Ramos Telf.: 2407-752

RUC: 1301381438001

FACTURA Serie 001-001

Nº 0006063

Aut. S.R.I. 1110192987
07/10/2011

Quito, a 17 de Enero de 2012

Señor(es) Milton Jaramy

Dirección: Alcatras Selva N47-111 y Av. El Inca

R.U.C. o C.I. 1707254171001 Telf.: 2419685

Po siguiente

CANT.	DESCRIPCION	VALOR UNIT.	VALOR TOTAL
2	Inyectores	2.00	4.00

SUMAN	$	4.00
DESCUENTO	$	—
TARIFA 0	$	—
TARIFA	$	—
I.V.A 12 %	$	0.48
TOTAL	$	4.48

Firma Cliente

Firma Autorizada

SALIDA LA MERCADERIA NO SE ACEPTA DEVOLUCIONES

PAEZ SALVADOR MARIELA VICTORIA, GRAFICEM, RUC: 1704996543001 AUT. 2249 DEL 5651 AL 6650
VALIDO PARA SU EMISION HASTA 07 DE OCTUBRE DEL 2012

ORIGINAL ADQUIRIENTE - COPIA EMISOR